

**DISEÑO DE UN EQUIPO PORTÁTIL DE PERFORACIÓN DE SUELOS
HUMIFEROS Y MIXTOS DE HASTA 100 METROS DE PROFUNDIDAD**



ÁLVARO JAVIER URIBE JIMÉNEZ

JORGE LUIS PADILLA MESTRA

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

MONTERÍA – CÓRDOBA

2017

**DISEÑO DE UN EQUIPO PORTÁTIL DE PERFORACIÓN DE SUELOS
HUMIFEROS Y MIXTOS DE HASTA 100 METROS DE PROFUNDIDAD**

ALVARO JAVIER URIBE JIMENEZ

JORGE PADILLA MESTRA

**Proyecto de grado presentado como requisito para optar el título de Ingeniero
Mecánico**

Director del proyecto

ING. ELKIN CAMILO MEDELLIN PÉREZ

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

MONTERÍA - CÓRDOBA

2017

La responsabilidad ética, legal y científica de las ideas, conceptos y resultados del proyecto, serán responsabilidad de los autores.

Artículo 61, acuerdo N° 093 del 26 de noviembre de 2002 del consejo superior.

NOTA DE ACEPTACIÓN

ELKIN CAMILO MEDELLIN PÉREZ

Director

LUIS ARMANDO ESPITIA SANJUÁN

Jurado

YAHIR ENRIQUE GONZÁLEZ DORIA

Jurado

Montería, 2017

DEDICATORIA

A Dios por ser mi guía en todo momento, quien me ha permitido tener a maravillosas personas a mi lado para apoyarme y animarme a lograr las metas que siempre he querido alcanzar. Este triunfo le dedico de forma especial a mis padres Liliana Isabel Jimenez Peña y Alvaro Uribe Rubio, a mi hermano que tanto amo Sebastián Javier Uribe Jimenez quienes han sido fundamentales para el desarrollo de mis habilidades que hoy comienzan han dar su fruto. Dedico este triunfo a todas aquellas personas que con esfuerzo y honestidad consiguen superar sus dificultades, y que ante todo demuestran que con disciplina y pasión no hay sueño que sea imposible de cumplir.

Álvaro Uribe Jiménez

Dedico este logro primeramente a Dios, creador de la vida., por poner en mí la sabiduría y la capacidad de obtener este logro con esfuerzo y sacrificio. También dedico este logro a cada miembro de mi familia por creer en mí y ayudarme con la mejor voluntad, a mis amigos que siempre estuvieron me apoyaron en este proceso educativo y sin los cuales hubiera desistido en el intento de alcanzarlo.

Jorge Padilla Mestra

AGRADECIMIENTOS

Ante todo, agradecemos a Dios por ser nuestra luz en la adversidad, por darnos la fuerza para nunca rendirnos y enseñarnos que a veces en la vida hay que luchar por conquistar las bendiciones y siempre seguir adelante sin importar cuantas veces caemos.

Agradecimientos muy especiales a nuestro director el ingeniero Elkin Camilo Medellín Pérez, por su orientación, confianza, apoyo a lo largo de este camino. A los ingenieros y más que todo amigos Luis Armando Espitia Sanjuan y Yahir Enrique Gonzales Doria por animarnos, apoyarnos y brindarnos la oportunidad de culminar una de las metas más importantes en nuestra vida. Así mismo queremos dar un gran agradecimiento caluroso a cada uno de los ingenieros e ingenieras que formaron en nosotros las bases de lo que actualmente somos

Por último, pero no menos importante A nuestros padres, hermanos, amigos y demás familiares que nos apoyaron y por los cuales nos sacrificamos. A todos ellos nuestros más sinceros agradecimientos.

“El genio es un uno por ciento de inspiración, y un noventa y nueve por ciento de transpiración.”

Thomas Alva Edison (1847-1931)

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN DEL PROYECTO	vii
ABSTRAC.....	viii
1. INFORMACIÓN GENERAL DEL PROYECTO	9
1.1. INTRODUCCIÓN.....	10
1.2. OBJETIVOS.....	11
1.2.1. OBJETIVO GENERAL	11
1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	11
1.3. MARCO TEÓRICO	12
1.3.1. LAS AGUAS SUBTERRÁNEAS	12
1.3.2. ACUÍFEROS	12
1.3.3. TIPOS DE SUELOS	12
1.3.4. CLASIFICACIÓN DE LAS ROCAS POR SU ORIGEN	13
1.3.5 PROPIEDADES DE LAS ROCAS QUE AFECTAN A LA PERFORACIÓN.....	14
1.3.5.1 Dureza:.....	14
1.3.5.2 Resistencia:	15
1.3.6 GENERALIDADES DE LOS EQUIPOS DE PERFORACIÓN	16
1.3.6.1 SONDEOS	16
1.3.7 TIPOS DE SONDEOS PARA CAPTACIÓN DE AGUA	16
1.3.7.1 SONDEOS A PERCUSIÓN.....	16
1.3.7.2 SONDEOS A ROTACIÓN	18
1.3.7.3 SONDEOS A ROTOPERCUSIÓN	23
1.3.8 CARACTERÍSTICA DE LOS EQUIPOS DE PERFORACIÓN ROTATIVA CON TRICONO.....	24
1.3.9 SISTEMA DE ROTACIÓN:.....	25
1.3.10 SISTEMA DE EMPUJE Y ELEVACIÓN	26
1.3.11 EL SWIVEL.....	27
1.2.12 DISEÑO HIDRÁULICO	28
1.2.12.1 La oleohidráulica:	28
1.2.12.2 Transmisión Hidráulica:	28

1.2.12.3	Fluidos hidráulicos:.....	28
1.2.12.4	Circuito abierto o cerrado:	28
1.2.12.5	Componentes del circuito hidráulico:	29
1.2.12.6	BOMBAS HIDRÁULICAS	29
1.2.12.7	Bombas de engranajes externos:.....	30
1.2.12.8	ACTUADORES:	31
2.	MATERIALES Y MÉTODOS	35
2.1.	IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS Y COMPONENTES.....	36
2.2.	DISEÑO DEL EQUIPO DE PERFORACIÓN	40
2.2.1	GENERALIDADES DEL DISEÑO:	40
2.2.6	ANÁLISIS DE CARGAS EXTERNAS SOBRE EL SWIVEL	45
2.2.7	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES OLEOHIDRÁULICOS	46
2.2.8	CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR BANDAS Y POLEAS	53
2.2.9	DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	54
2.2.10	DISEÑO DE SWIVEL (JUNTA O CONEXIÓN GIRATORIA).....	54
2.2.11	DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA FIJA...61	
2.2.12	DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MÓVIL 67	
2.2.13	REDIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA MÓVIL	67
2.2.14	DISEÑO DE LAS PLACAS PARA MONTAR EL SWIVEL Y LAS MORDAZAS	67
2.2.15	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE TORNILLOS, PERNOS Y SOLDADURA	68
2.2.16	DISEÑO DEL SISTEMA DE EMPUJE Y ELEVACIÓN	71
3.	ANÁLISIS Y RESULTADOS.....	73
3.1	DISEÑO DEL EQUIPO DE PERFORACION	74
3.1.1.	GENERALIDADES DEL DISEÑO	74
3.1.2	ANÁLISIS DE CARGAS EXTERNAS SOBRE EL SWIVEL	76
3.1.3	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES OLEOHIDRÁULICOS	79
3.1.4	CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR BANDAS Y POLEAS	95

3.1.5	DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	102
3.1.6	DISEÑO DE SWIVEL (JUNTA O CONEXIÓN GIRATORIA).....	103
3.1.7	DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA FIJA.	129
3.1.7.1	COLUMNAS Y VIGAS	129
3.1.7.2	Elementos de soporte	133
3.1.8	DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MÓVIL 137	
3.1.9	ANÁLISIS DE SOLDADURA EN LA PARTE FIJA Y PARTE MOVIL 138	
3.1.10	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE TORNILLOS, PERNOS Y SOLDADURA	138
3.1.11	DISEÑO DE LAS PLACAS PARA MONTAR EL SWIVEL Y LAS MORDAZAS	153
3.1.12	DISEÑO DEL SISTEMA DE EMPUJE Y ELEVACIÓN	160
3.1.13	MORDAZAS.....	166
3.1.14	TUBERÍAS DE PERFORACIÓN	169
3.1.15	BOMBA DE LODOS.....	171
3.1.16	BROCAS DE PERFORACIÓN	175
4.	CONCLUSIONES	178
5.	RECOMENDACIONES	179
6.	BIBLIOGRAFÍA	180
7.	ANEXOS	184
	ANEXO A. FICHA TECNICA DEL EQUIPO.....	184
	ANEXO B. PLANOS	185
	ANEXO C. COTIZACION DEL EQUIPO.....	186
	ANEXO D. MANUAL DE MANTENIMIENTO.....	187
	ANEXO E. MANUAL DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO	188

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Máquina de sondeo a percusión.....	18
Figura 2. Componentes de un sistema de perforación a rotación.....	19
Figura 3. Tricono	21
Figura 4. Corona de diamante	22
Figura 5. Máquina de perforación a rotopercusión montada sobre camión.	24
Figura 6. Sistemas de rotación	26
Figura 7. Sistemas de empuje y elevación	26
Figura 8. Tipos de swivels	27
Figura 9. Bomba de engranajes externos	30
Figura 10. Motor según el principio de engranes planetarios	34
Figura 11. Diseño del equipo de perforación.....	38
Figura 12. Diseño del Swivel.....	38
Figura 13. Clasificación de los pozos del acuífero de Morroa según su profundidad	41
Figura 14. Velocidad de avance vs velocidad de rotación.	42
Figura 15. Tamaño estándar de tuberías para perforación.	46
Figura 16. Dimensiones iniciales del eje del swivel en mm	56
Figura 17. Datos de rendimiento del motor hidráulico seleccionado.....	80
Figura 18. Motor hidráulico seleccionado, Eaton 6000 series	81
Figura 19. Motor hidráulico Eaton 2000 series.....	82
Figura 20. Datos de rendimiento motor hidráulico Eaton 2000 series.....	83
Figura 21. Válvula direccional RD 5200	84
Figura 22. Curvas de operación de la válvula de alivio	85
Figura 23. Pérdidas de presión de la válvula direccional seleccionada	85
Figura 24. Válvula reguladora de caudal	86
Figura 25. Referencias de válvulas reguladoras de caudal	86
Figura 26. Datos técnicos de mangueras hidráulicas	88
Figura 27. Bombas Eaton series 26.....	92
Figura 28. Gráficas de rendimiento de la bomba seleccionada.....	93
Figura 29. Bomba hidráulica Eaton series 26	93
Figura 30. Manómetro análogo.....	94
Figura 31. Motor de combustión interna GX 660.....	95
Figura 32. Curva de potencia del motor Honda G660	96
Figura 33. Selección del tipo o perfil de la cadena.	97
Figura 34. Sección de correa en V tipo A.	97
Figura 35. Capacidad de transmisión de potencia de correas tipo A.	98
Figura 36. Polea conductora seleccionada.	99
Figura 37. Montaje de la polea al eje	100
Figura 38. Longitud primitiva nominal de correas en V tipo A.	101
Figura 39. Diagrama del circuito hidráulico	103
Figura 40. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas sobre el swivel.....	104
Figura 41. Catalogo Timken para rodamientos de rodillos cónicos.....	107
Figura 42. Factores de concentración de esfuerzos.....	109
Figura 43. Ciclo del momento torsor alterno pulsátil vs tiempo.....	114

Figura 44. Simulación esfuerzo de Von Mises del eje del swivel.....	117
Figura 45. Simulación desplazamientos eje del swivel.....	118
Figura 46. Simulación Factor de seguridad eje del swivel.....	118
Figura 47. Porcentaje de daño en el eje del swivel	120
Figura 48. Trazado de vida en el eje del swivel.....	121
Figura 49. Factor de carga en el eje del swivel	121
Figura 50. Nomenclatura y componentes sellos de aceite	123
Figura 51. Ensamblaje contratuerca estándar y arandela de seguridad.....	124
Figura 52. Catalogo Timken para rodamientos de rodillos cónicos.....	125
Figura 53. Simulación esfuerzo de Von Mises de la carcasa	126
Figura 54. Simulación desplazamientos de la carcasa	127
Figura 55. Simulación Factor de seguridad de la carcasa	127
Figura 60. Cargas críticas, longitudes efectivas y factores de longitud efectiva para columnas ideales.	130
Figura 61 Especificaciones perfil “C” UPE 100.....	131
Figura 62. Diagrama de cuerpo libre de la estructura.	133
Figura 63. Tubo estructural seleccionado para elementos de soporte.....	136
Figura 64. Selección del perfil recalculado.....	137
Figura 65. Patrón de soldadura para la unión de la viga a las columnas.....	139
Figura 66. Patrón de soldadura para la estructura móvil.....	142
Figura 67. Patrón de soldadura para la sujeción de la cadena a la estructura móvil	144
Figura 68. Patrón de soldadura para la sujeción de la cadena a la estructura móvil	146
Figura 69. Cordones de soldadura críticos en la parte móvil.....	149
Figura 70. Cordones de soldadura críticos en la parte fija.....	149
Figura 71. Simulación de soldadura en la parte móvil con perfil cuadrado 75x75.....	150
Figura 72. Simulación de soldadura en la parte fija.....	150
Figura 73. Simulación esfuerzo de Von Mises parte móvil con perfil cuadrado de 60x60	151
Figura 74. Simulación esfuerzo de Von Mises parte móvil con perfil cuadrado 75x75	152
Figura 75. Simulación desplazamientos parte móvil con perfil cuadrado 75x75	152
Figura 76. Simulación factor de seguridad parte móvil con perfil cuadrado 75x75	153
Figura 77. Ensamblaje de mordazas y placa base	156
Figura 78. Lámina seleccionada.....	157
Figura 79. Simulación esfuerzo de Von Mises de la placa base	158
Figura 80. Simulación desplazamiento de la placa base.	158
Figura 81. Simulación Factor de seguridad de la placa base.	159
Figura 82. Capacidad de transmisión de potencia para cadena de rodillos.....	161
Figura 83. Piñón seleccionado	162
Figura 84. Piñón conducido seleccionado.....	163
Figura 85. Unión simple de “pinar”	164
Figura 86. Unión de la cadena a la parte superior de la estructura móvil	164
Figura 87. Unión de la cadena a la parte inferior de la estructura móvil	165
Figura 88. Perno roscado sin cabeza.....	166
Figura 89. Simulación esfuerzo de Von Mises de las mordazas.....	167
Figura 90. Simulación desplazamiento de las mordazas.....	168
Figura 91. Simulación Factor de seguridad de las mordazas.....	168

Figura 92. Tubería de perforación AW con acople y lengüetas de bloqueo.	170
Figura 93. Lámina de UHMW-PE adherida a la parte móvil.	171
Figura 94. Sistema de barrido y extracción del detritus.	173
Figura 95. Bomba de lodos 13 HP HONDA GORMAN RUPP.	175
Figura 96. Boca de perforación de 3 aletas.	177
Figura 97. Adaptador para la boca de perforación de 3 aletas.	177

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación de la dureza de las rocas.	15
Tabla 2. Comparación entre las características de los diferentes tipos de bomba.	31
Tabla 3. Comparativa de los motores hidráulicos.	33
Tabla 4. Componentes del equipo de perforación.	39
Tabla 5. Velocidad de rotación según la dureza de las rocas.	43
Tabla 6. Recomendaciones de velocidades del aceite hidráulico en tuberías.	49
Tabla 7. Composición química y propiedades mecánicas del acero AISI 4340.	57
Tabla 8. Presión que debe proporcionar la bomba.	91
Tabla 9. Resultado del análisis estático de la simulación del eje del swivel.	119
Tabla 10. Comparativa entre los cálculos analíticos y la simulación en SolidWorks.	120
Tabla 11. Resultado del análisis dinámico de la simulación del eje del swivel.	122
Tabla 12. Características del sello R2LS32 de nitrilo.	123
Tabla 13. Resultado de la simulación de la carcasa.	128
Tabla 16. Resultado de la simulación de la placa base.	159
Tabla 17. Resultado de la simulación de las mordazas.	169
Tabla 18 Velocidades de circulación en función del tipo de fluido de barrido.	173

RESUMEN DEL PROYECTO

Se diseñó un equipo perforador de suelos, con el propósito de ofrecer una alternativa para la perforación de pozos para la obtención de agua subterránea (acuíferos) en lugares donde este recurso es escaso y no hay otras alternativas de consecución del líquido.

Se seleccionaron y calcularon elementos mecánicos, especificando el material del que están hechos cada parte. Estos son entre otros: ejes, tornillos, rodamientos, sellos, tubería de perforación para obtener cada componente de la máquina. En la parte hidráulica se realizó el circuito de funcionamiento del equipo. Se calculó y seleccionó cada componente oleohidráulico de este circuito como bombas, motores, válvulas, mangueras, aceite hidráulico que cumpliera con las respectivas condiciones de caudal y presión de trabajo. También se usó el software SolidWorks 2016 en el que se simulaban los elementos de la máquina de acuerdo a las cargas a las que serán sometidos establecidas en los cálculos de diseño. Además, se calculó y simuló las soldaduras necesarias para la fijación de los miembros estructurales.

Los parámetros con los que se inició el diseño del equipo son: resistencia mecánica del suelo de 10 MPa, diámetro del barreno de perforación de 4 pulgadas, profundidad de la perforación de 100 metros.

La fuente de potencia del equipo perforador será un motor de combustión interna cuyo eje se acopla al de la bomba, la cual hará circular el aceite hidráulico a través del circuito.

Palabras clave: Acuíferos, Oleohidráulica

ABSTRAC

A soil drilling rig was designed with the purpose of offering an alternative for the drilling of wells to obtain groundwater (aquifers) in places where this resource is scarce and there are no other alternatives to achieve the liquid.

Mechanical elements were selected and calculated, specifying the material from which each part is made of. These are among others: shafts, screws, bearings, seals, drill pipe to obtain each component of the machine. In the hydraulic part the equipment operating circuit was made. Each oleohydraulic component of this circuit was calculated and selected such as pumps, motors, valves, hoses, hydraulic oil that complied with the respective flow and working pressure conditions. SolidWorks 2016 software was also used. In this software the machine elements were simulated according to the loads to be subjected and established in the design calculations. In addition, the welds required for the fixation of the structural members were calculated and simulated.

The parameters which the design of the equipment was started with are: mechanical resistance of the soil of 10 MPa, diameter of the drilling hole of 4 inches, depth of the drilling of 100 meters.

The power source of the drilling equipment will be an internal combustion engine which axis is coupled to that of the pump, which will circulate the hydraulic oil through the circuit.

Keywords: Aquifers, Oleohydraulics

1. INFORMACIÓN GENERAL DEL PROYECTO

1.1. INTRODUCCIÓN

Enfocados en la problemática de escases de agua en regiones apartadas de los centros urbanos, la cual no es ajena al departamento de Córdoba, se realiza el diseño de un equipo portátil de perforación de suelos que aporte al desarrollo de estos sitios de difícil acceso en los que las alternativas de obtención de este líquido son pocas, agudizando la problemática de estas poblaciones que sufren los efectos de la insuficiencia de agua tales como el impedimento del desarrollo de las actividades diarias en los hogares: consumo humano, lavar platos, ropa, riego.

El desarrollo del proyecto consta primeramente en obtención de los valores de las variables para iniciar los cálculos y selección de los elementos mecánicos, esto se logra mediante la literatura de perforación de rocas, estudios geotécnicos sin dejar de lado información de referencia de equipos similares. Luego de esto se aplican conceptos de ingeniería, principalmente del diseño mecánico e hidráulica, para seleccionar, los elementos que en conjunto constituirán la máquina perforadora. Todo este proceso va de la mano con la utilización del software SolidWorks que permite la simulación de la situación real a la que se someterán los componentes individuales del equipo aquí diseñado y de la cual se obtiene información valiosa para compararla con los datos y resultados obtenidos analíticamente a través de los cálculos realizados.

La parte hidráulica de la máquina consiste en seleccionar los componentes del circuito apropiado para la tarea de perforación desde el motor hidráulico, incluyendo las válvulas y demás elementos hasta el cálculo de un motor de combustión interna como fuente de potencia.

Finalmente se anexa el manual de mantenimiento la ficha técnica del equipo diseñado.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un equipo de perforación de suelos portátil de hasta 100 metros de profundidad para suelos húmidos y mixtos en el departamento de Córdoba.

1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Definir las variables que intervienen en el proceso de perforación de los suelos.
- Diseñar y seleccionar los elementos necesarios del equipo de perforación de los suelos de acuerdo a las variables obtenidas.
- Validar los elementos diseñados del equipo de perforación mediante una simulación computacional.
- Realizar un manual de mantenimiento y funcionamiento de la máquina.

1.3. MARCO TEÓRICO

1.3.1. LAS AGUAS SUBTERRÁNEAS

Las aguas subterráneas provienen de la infiltración en el terreno de las aguas lluvias o de lagos y ríos, que después de pasar la franja capilar del suelo, circulan y se almacenan en formaciones geológicas porosas o fracturadas, denominadas acuíferos.

1.3.2. ACUÍFEROS

Se define un acuífero como aquella formación geológica capaz de almacenar y transmitir agua susceptible de ser explotada en cantidades económicamente apreciables para atender diversas necesidades.

1.3.3. TIPOS DE SUELOS

Se clasifican de dos maneras, una es según la función del suelo y la otra según las características del suelo

- **Suelos arenosos:** son aquellos suelos que no retienen el agua, al poseer poca materia orgánica no son aptos para la agricultura.
- **Suelos calizos:** en estos suelos abundan las sales calcáreas, suelen ser de color blanco y también árido y seco, y por ende no son buenos para la agricultura.
- **Suelos arcillosos:** estos suelos están formados por pequeños granos finos de color amarillo y retienen el agua en charcos. Mezclados con humus pueden resultar muy efectivos para la agricultura.

- **Suelos humíferos:** son aquellos que posee gran cantidad de materia orgánica en descomposición, son fantásticos para retener el agua y por lo tanto son excelentes para cultivar.
- **Suelos pedregosos:** formados por toda clase de rocas y piedras, al no retener el agua resultan pésimos para cultivar.
- **Suelos mixtos:** una mezcla del suelo arenoso y del suelo arcilloso.¹

1.3.4. CLASIFICACIÓN DE LAS ROCAS POR SU ORIGEN

Rocas ígneas: las rocas ígneas son las formadas por solidificación de una masa fundida, mezcla de materiales pétreos y de gases disueltos, denominada magma. Si la roca se ha enfriado en contacto con el aire o el agua de la superficie terrestre, se la clasifica como roca ígnea "extrusiva" o volcánica. Cuando el magma se enfría por debajo de la superficie terrestre se forma una roca ígnea "intrusiva" o plutónica.

Rocas metamórficas: Son originadas por importantes transformaciones de los componentes mineralógicos de otras rocas preexistentes, endógenas o exógenas. Estos grandes cambios se producen por la necesidad de estabilizarse sus minerales en unas nuevas condiciones de temperatura, presión y quimismo.

Estas rocas son intermedias en sus características físicas y químicas, entre las ígneas y las sedimentarias, pues presentan asociaciones de minerales que pertenecen a los dos tipos.

¹ LOS TIPOS DE SUELO [En línea] Disponibles desde Internet en:
< <http://www.ecologiahoy.com/tipos-de-suelos> > [con acceso el 27/02/16]

Rocas sedimentarias: Las rocas sedimentarias se forman por una acumulación de restos o detritus de otras rocas preexistentes, por la precipitación química de minerales solubilizados o por la acumulación de restos de animales o vegetales. En el primer caso se producen los sedimentos detríticos como las gravas, conglomerados y arenas en cuya precipitación interviene la gravedad. En segundo se encuentran las evaporitas o rocas salinas precipitadas por la sobresaturación de una salmuera sometida a intensa evaporación.

1.3.5 PROPIEDADES DE LAS ROCAS QUE AFECTAN A LA PERFORACIÓN

Las principales propiedades físicas de las rocas que influyen en los mecanismos de penetración y consecuentemente en la elección del método de perforación son: (Dureza, Resistencia, Elasticidad, Plasticidad, Abrasividad, Textura, Estructura, Características de rotura)

1.3.5.1 Dureza: Se entiende por dureza la resistencia de una capa superficial a la penetración en ella de otro cuerpo más duro. La dureza de las rocas es el principal tipo de resistencia a superar durante la perforación, pues cuando se logra la penetración del útil el resto de las acciones se desarrollan más fácilmente. Las rocas se clasifican mediante su dureza por medio de la "escala Mohs", en la que se valora la posibilidad de que un mineral pueda rayar a todos los que tienen un número inferior al suyo. Tal como se refleja en la tabla 1. Existe una cierta relación entre la dureza y la resistencia a la compresión de las rocas.

Tabla 1. Clasificación de la dureza de las rocas

CLASIFICACIÓN	DUREZA MOHS	RESISTENCIA A LA COMPRESIÓN (MPA)
Muy dura	+7	+200
Dura	6 – 7	120 – 200
Medio dura	4,5 – 6	60 – 120
Medio blanda	3 – 4,5	30 – 60
Blanda	2 – 3	10 – 30
Muy blanda	1 – 2	- 10

Fuente: (Instituto tecnologico GeoMinero de España, 1994)

1.3.5.2 Resistencia:

Se llama resistencia mecánica de una roca a la propiedad de oponerse a su destrucción bajo una carga exterior, estática o dinámica. Las rocas oponen una resistencia máxima a la compresión; comúnmente, la resistencia a la tracción no pasa de un 10 a un 15% de la resistencia a la compresión.

En la resistencia de las rocas influye la profundidad a la que se formaron y el grado de metamorfismo. Así, la resistencia de las arcillas yacentes cerca de la superficie terrestre puede ser de 2 a 10 Mpa, mientras que las rocas arcillosas, que fueron sometidas a un cierto metamorfismo pueden alcanzar los 50 – 100 MPa. (Instituto tecnologico GeoMinero de España, 1994)

1.3.6 GENERALIDADES DE LOS EQUIPOS DE PERFORACIÓN

1.3.6.1 SONDEOS

Los sondeos son las obras que con mayor frecuencia se realizan para el aprovechamiento de las aguas subterráneas, presentan las ventajas de que pueden alcanzar grandes profundidades y tienen un costo normalmente inferior a cualquier otro tipo de captación.

Un sondeo es una perforación excavada por medios mecánicos, preferentemente vertical, de diámetro inferior a 1,5 metros.

Para llevar a cabo una perforación mecánica es necesario un elemento de rotura del terreno accionado por un motor, un sistema de eliminación de detritus y un sostenimiento de las paredes de la obra. Los sistemas más comunes utilizados en perforación son:

- Percusión
- Rotación
- Rotopercusión

La percusión basa su técnica en la fracturación y trituración de la roca por la acción de golpeo de un instrumento pesado. La rotación se centra en la acción de arrancar partículas por medio de un elemento cortante sometido a una fuerza giratoria y, que provoca una rotura de la roca por compresión. La rotopercusión se basa en la combinación de las dos técnicas anteriores, y es aquella a la que al efecto de golpeo se superpone una acción de giro del útil de perforación.

1.3.7 TIPOS DE SONDEOS PARA CAPTACIÓN DE AGUA

1.3.7.1 SONDEOS A PERCUSIÓN

En esencia, el sistema se basa en el golpeo repetido de la roca con una herramienta pesada, hasta lograr la rotura en el caso de materiales rígidos (roca), o disgregación, en el caso de

materiales de menor cohesión (sedimentos, rocas alteradas). Dentro de este sistema se han desarrollado dos variantes en función del dispositivo que transmite el movimiento a la herramienta de golpeo:

- Método canadiense: el movimiento de vaivén se transmite por un “tren” de varillaje macizo.
- Método pensilvaniense (percusión por cable): el movimiento de vaivén se realiza a través de un cable de acero.

Principio de funcionamiento

Las acciones esenciales de este tipo de perforación son:

- Rotura de la roca: Se fundamenta en la acción percutora y constante de una herramienta alternativamente levantada y dejada caer, que consigue un efecto de fracturación del terreno.
- Extracción de los detritus y limpieza del sondeo. Se realiza mediante una válvula especial llamada “cuchara”.
- Fluido de perforación: La perforación necesita de un fluido que ponga en suspensión a los detritus (colada de barro), Generalmente es agua a la que puede añadirse bentonita (arcilla expansiva).
- Mantenimiento de las paredes de la obra, a través de tuberías de revestimiento y colocada según avanza la perforación.

El principio fundamental de este sistema es el golpeo sobre el terreno con una herramienta de gran peso. Este golpeo, cuyo objetivo es fracturar las rocas o disgregar los sedimentos consolidados, se transmite a través de un cable de acero. Las variables con las que los operadores de los equipos de perforación pueden jugar, en función de las características

del terreno que se perfore en cada momento, son: Carrera (length of stroke), o recorrido libre de caída del trépano, y frecuencia de golpeo.

En la figura 1 se muestra una máquina de sondeo a percusión.

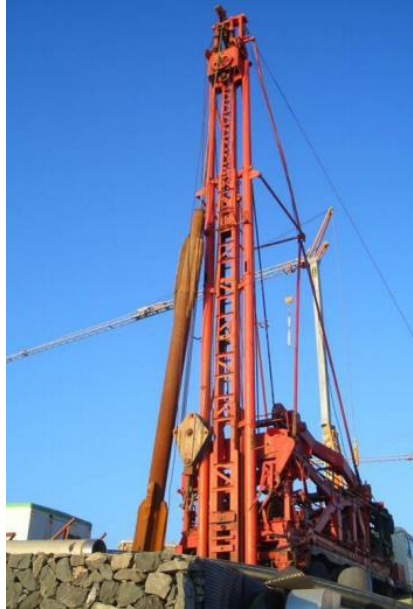


Figura 1. Máquina de sondeo a percusión

Fuente: (Gobierno de Canarias, 2012)

1.3.7.2 SONDEOS A ROTACIÓN

Bajo esta denominación se agrupan todas aquellas formas de perforación en las que la fragmentación de la roca se produce básicamente por compresión, corte o por la acción combinada de ambos. Un empuje sobre el útil de perforación que supere la resistencia a la compresión de la roca y un par de giro que origine su corte por cizalladura, son las acciones básicas que definen la perforación rotativa. Los componentes de un sistema de perforación a rotación se muestran en la figura 2, y su funcionamiento está basado en la acción conjunta de la presión ejercida sobre el fondo del pozo y el movimiento de giro de una herramienta de corte transmitido desde la superficie a través del varillaje.

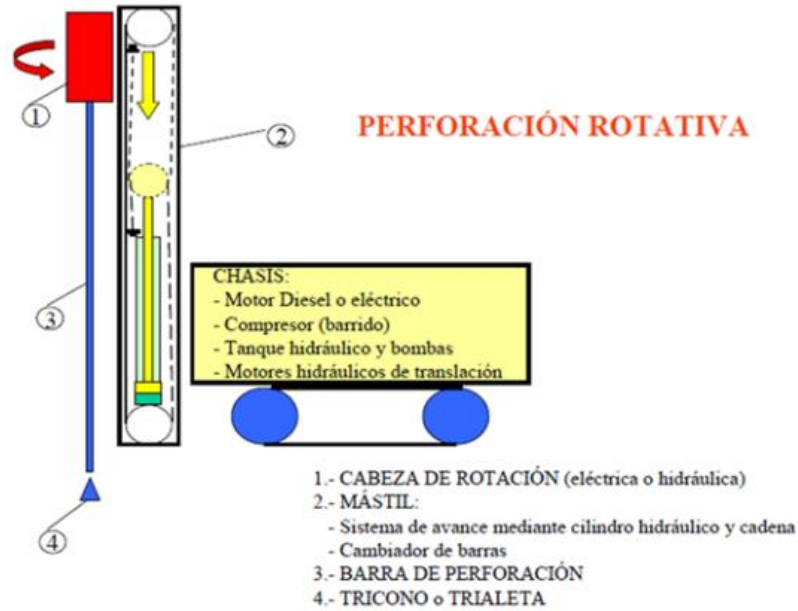


Figura 2. Componentes de un sistema de perforación a rotación.

Fuente: (Bernola Alonso , Castilla Gomez, & Herrera Herbert, 2013)

La inyección de un fluido a través de una tubería permite la extracción de residuos de forma continua, y el efecto de la perforación se basa en la abrasión, desgaste y molienda de la roca.

El instrumento de corte (boca o barrena), se acciona a través de un varillaje cuyo giro es proporcionado por la máquina de perforación que se encuentra en la superficie. La eliminación del detritus de perforación se realiza con agua y bentonita (arcilla expansiva), y en función del sentido de circulación del fluido de limpieza se distinguen dos sistemas:

- **Circulación directa:** el fluido es inyectado por el interior del varillaje y asciende a la superficie a través del espacio anular dejado entre éste y la pared del sondeo, arrastrando el detritus de perforación en su ascenso.
- **Circulación inversa:** los lodos, después de sufrir una decantación en una balsa situada en la superficie, descienden por gravedad a través del espacio anular hasta

el fondo del sondeo, para regresar a la superficie cargados de detritus por el interior del varillaje. Este sistema requiere la ayuda de una bomba de aspiración, lo que limita la utilización de este sistema a profundidades no mayores a 130 m.

El método de rotación se encuentra muy desarrollado por ser el empleado en la prospección petrolífera.

Los elementos fundamentales que intervienen en la ejecución de los sondeos a rotación son:

- Sonda o máquina de perforación.
- Instrumento de corte. Broca o barrena.
- Columna o sarta de perforación.
- Fluido de circulación.

Máquina de perforación:

Se trata de un mecanismo capaz de proporcionar a la sarta el movimiento de giro y el avance en la perforación que se transmite al útil de corte. Esto se consigue mediante un motor que transmite el movimiento a la denominada “mesa de rotación” que consiste en una pieza provista de un anillo circular dentado, hueca en el centro y con una sección cuadrangular o hexagonal. A través de este hueco se desliza una varilla de igual sección “Kelly” a la que la mesa de rotación hace girar al mismo tiempo que ella. La Kelly, al igual que el resto de la sarta, es hueca, y a través de ella se inyecta a presión el lodo de la perforación, con ayuda de lo que se llama cabeza de inyección, situada directamente encima.

Como cualquier sistema de perforación requiere de un mástil o torreta que puede llegar a los 50 metros de alto en sondeos profundos. La máquina de perforación debe ir provista

de elementos que, además de producir el avance y el giro de la sarta, permitan la colocación de tuberías y filtros, así como impulsar un fluido a través de la columna de perforación.

Herramienta de corte, barrena o broca

El instrumento de corte más utilizado es el de rodillos, consistente en conos dentados giratorios, (normalmente tres) y enfrentados entre sí, que giran al mismo tiempo que lo hace la sarta. Están fabricados con aceros especiales, y tienen diseños diferentes según el tipo de terreno.

Existen varios tipos de brocas:

- De rodillos: 2 rodillos, 3 (triconos) véase la figura 3, 4 (roller-bits).
- Colas de pez: Utilizadas en terrenos muy blandos plásticos.
- Coronas de diamante: Utilizadas en terrenos muy duros y abrasivos. No disponen de ningún elemento rotativo y funcionan por efecto del giro de la sarta de perforación. Véase la figura 4.



Figura 3. Tricono

Fuente: (Gobierno de Canarias, 2012)



Figura 4. Corona de diamante

Fuente: (Gobierno de Canarias, 2012)

Del resto de los útiles empleados en la columna de perforación, los más comunes son los siguientes: Barras de carga o lastrabarrenas, ensanchadores, martillo, varillaje.

Fluido de circulación

Es muy importante la acción de este en los sondeos a rotación, sus funciones son:

- Extraer el detritus producido por la perforación.
- Refrigerar la broca.
- Crear una pared viscosa que sustente las paredes del sondeo durante la perforación.
- Controlar las entradas o salidas de fluidos a la perforación.

El sistema de perforación por rotación es el más adaptable a todas las condiciones del terreno por la gran variedad de brocas y elementos de control que existen para diferentes situaciones de perforación. En terrenos blandos adquiere un claro predominio sobre los restantes sistemas de perforación. Entre las ventajas de este sistema están:

- Gran velocidad de avance (especialmente a partir de 200 metros).
- Permite la ejecución de sondeos profundos.
- Especialmente recomendado en terrenos blandos.

- Permite perforar muchos metros sin necesidad de entubaciones auxiliares.

Los inconvenientes son:

- Ejerce un efecto de impermeabilización sobre las paredes del sondeo (efecto negativo para la captación de aguas subterráneas).
- Consumo de agua excesivo, cuando hay pérdidas de fluido.
- Diámetros reducidos.
- Facilidad de desvío de la perforación.

1.3.7.3 SONDEOS A ROTOPERCUSIÓN

Esta técnica combina los dos métodos anteriores, rotación y percusión en uno solo.

Principio de funcionamiento

Utiliza un martillo de fondo, accionado por la inyección de aire comprimido, que se encuentra sometido al mismo tiempo a un efecto de giro transmitido por el varillaje desde la superficie. El aire al salir por las lumbreras de escape del martillo asciende por el espacio anular del sondeo arrastrando el detritus de perforación, al mismo tiempo que ejerce una acción de lubricado del mecanismo de perforación. En la figura 5 se muestra una máquina de perforación a rotopercusión montada sobre camión

Elementos de la perforación a Rotopercusión

La máquina y los elementos empleados en este sistema tienen mucha afinidad con los empleados en la perforación a rotación. Los elementos diferenciadores se encuentran fundamentalmente en el uso del martillo de fondo, en el tipo de broca y en el empleo de aire comprimido como fluido de circulación.

La figura 5 muestra una máquina de perforación a rotopercusión montada sobre camión.



Figura 5. Máquina de perforación a rotopercusión montada sobre camión.

Fuente: (Gobierno de Canarias, 2012)

El martillo de fondo se encuentra unido al elemento de corte o boca y le confiere a ésta un efecto de golpeteo a modo de martillo neumático. El control sobre la perforación en este sistema recae en gran medida en la presión de inyección, ya que tiene un efecto directo sobre la acción de percusión, y sobre la eliminación del detritus, lo que se traduce en definitiva en un mayor o menor avance de la perforación.

1.3.8 CARACTERÍSTICA DE LOS EQUIPOS DE PERFORACIÓN

ROTATIVA CON TRICONO

El método de perforación con tricono es muy versátil, ya que abarca una amplia gama de rocas, desde las muy blandas hasta las muy duras. Las perforadoras rotativas están constituidas principalmente por una fuente de energía, una columna de barras o tubos, individuales o conectados en serie, transmiten el peso, la rotación y el fluido de barrido a una boca con dientes de acero o de insertos de carburo de tungsteno que deben fragmentar la roca. Se distingue la perforación con tricono y la perforación con útiles de corte. El primer sistema se aplica para rocas de dureza media a alta y el segundo a rocas blandas.

Las fuentes de energía utilizada por estos sistemas son:

La fuente primaria de potencia utilizada por estos equipos puede ser eléctrica o motores diésel, y su aplicación se realiza mediante mecanismos de transmisión mecánicos e hidráulicos. La energía se transmite a través de las barras de perforación, que giran al mismo tiempo que penetra la boca, debido a la intensidad de la fuerza de avance. Prácticamente, casi sin excepciones, esta fuerza de empuje se obtiene a partir de un motor hidráulico. En este tipo de perforación, las pérdidas de energía en las barras y la boca son despreciables, por este motivo, la velocidad de penetración no varía apenas con la longitud del barreno. Para girar las barras y conseguir el par necesario, estas máquinas tienen un sistema de rotación montado habitualmente sobre un bastidor que se desliza a lo largo del mástil de la perforadora. (Yepes Piqueras, 2014)

1.3.9 SISTEMA DE ROTACIÓN:

La rotación la provee un motor eléctrico o hidráulico y se transmite a la herramienta por medio de la columna de barras. Los sistemas de rotación pueden ser los siguientes: (Véase la figura 6).

- a) Directos
- b) De mesa de rotación
- c) Falsa barra Kelly

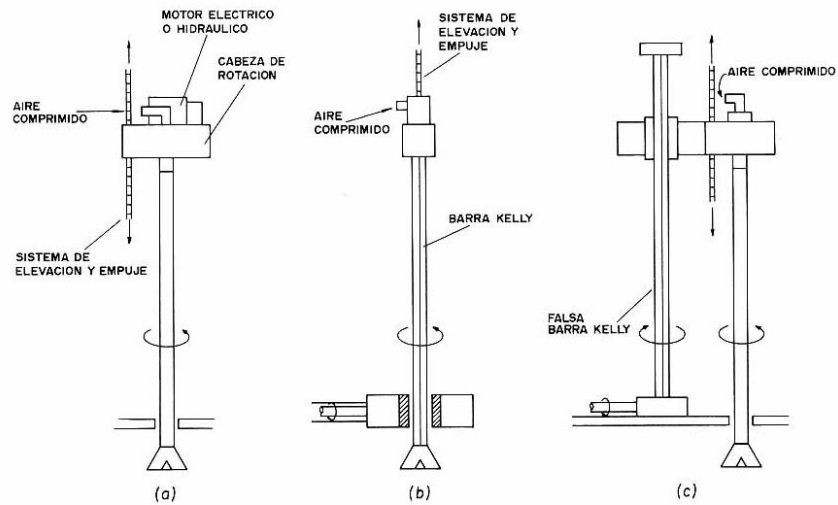


Figura 6. Sistemas de rotación

Fuente: (Herrera Herbert & Castilla Gómez, 2012)

1.3.10 SISTEMA DE EMPUJE Y ELEVACIÓN

Existen cuatro tipos principales los cuales se muestran en la figura 7.

- Cremallera y piñón directo
- Cadena directa
- Piñón con cadena
- Cilindro hidráulico

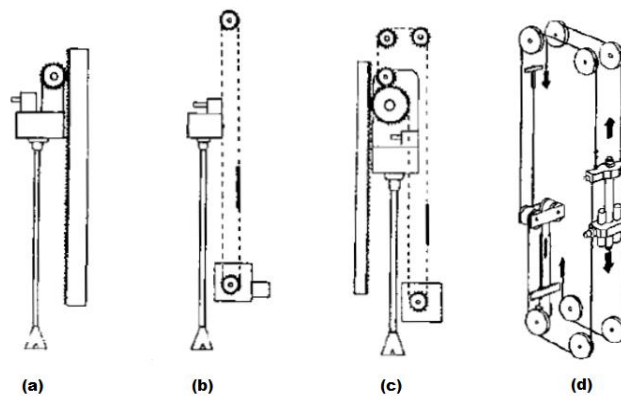


Figura 7. Sistemas de empuje y elevación

Fuente: (Herrera Herbert & Castilla Gómez, 2012)

1.3.11 EL SWIVEL

El swivel o junta giratoria es el encargado de distribuir el agua o lodo de perforación desde el exterior hasta la herramienta de corte. Ayuda a bombear el agua presurizada al fondo del agujero. En él se conecta la bomba de lodos y la fuente de potencia que proporciona el torque para la perforación.

Los swivels se clasifican según su alimentación en 2 tipos: (Ver figura 8)

- A. Swivel con alimentación lateral (Sideport Water Swivel).
- B. Swivel con alimentación superior (Top Mount Water Swivel)

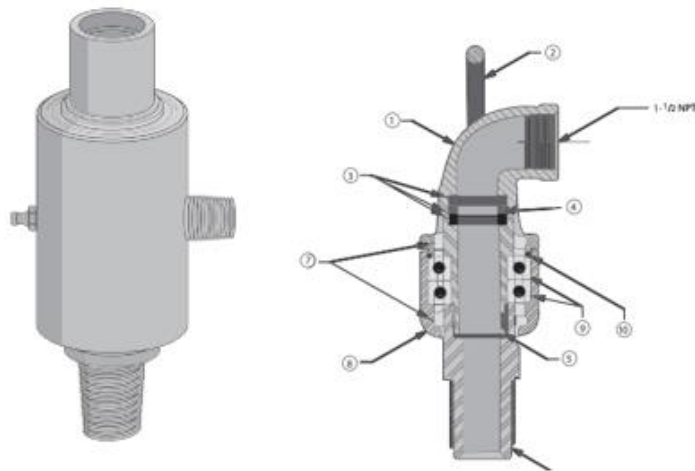


Figura 8. Tipos de swivels

Fuente: DrillingWorld.com, 2017

El swivel con alimentación superior se utiliza principalmente en grandes equipos de perforación; Perforación de pozos de petróleo, sondeos a grandes profundidades, entre otras aplicaciones donde la rotación la proporciona una caja rotativa o mesa de rotación.

El swivel con alimentación lateral se utiliza para perforaciones de menos exigencia donde la fuente de potencia se puede situar encima de este; la fuente de potencia para la perforación puede ser un motor eléctrico, hidráulico o de combustión interna.

1.2.12 DISEÑO HIDRÁULICO

1.2.12.1 La oleohidráulica: se define como la tecnología que trata la producción, transmisión, control de movimiento y esfuerzos por medio de líquidos a presión. Principalmente aceites, ayudados o no por elementos eléctricos y electrónicos. (ESCUELA UNIVERSITARIA POLITÉCNICA, 2007)

1.2.12.2 Transmisión Hidráulica: La transmisión hidráulica se compone de los siguientes elementos: bombas que transforman la energía mecánica en hidráulica (energía del flujo del líquido) y motor hidráulico que realiza la transformación inversa de la energía. Bajo accionamiento hidráulico se entiende a un dispositivo formado por la transmisión hidráulica, sistemas de mando y dispositivos auxiliares.

1.2.12.3 Fluidos hidráulicos: En principio cualquier líquido es apropiado para transmitir energía. No obstante, el líquido utilizado en un sistema hidráulico tiene que cumplir con ciertas condiciones. El agua presenta algunas ventajas como poca contaminación en caso de fugas, ningún riesgo de incendio, barato, pero tiene bastantes inconvenientes como no lubricar adecuadamente, corroe materiales férreos, su viscosidad es baja y dificulta la estanqueidad. Por lo tanto, hay que recurrir a otro tipo de fluido.

1.2.12.4 Circuito abierto o cerrado: consiste en el camino que toma el aceite al dejar el motor. Si este aceite retorna directamente a la entrada de la bomba, se tiene un circuito cerrado. Si se envía al tanque, antes de retomar a la bomba, se tiene un circuito abierto. (VIKERS, 1981)

Normalmente se usan aceites hidráulicos procedentes de la destilación del petróleo en aquellas instalaciones donde no haya riesgo de fuego. Si existiera riesgo de fuego se utilizarán emulsiones agua – aceite o aceites sintéticos.

Los aceites hidráulicos deben cumplir con unas características básicas: deben lubricar los elementos móviles, deben proteger contra la corrosión, deben tener el punto de ebullición más alto y punto de congelación más bajo que el agua.

1.2.12.5 Componentes del circuito hidráulico: Son todos aquellos elementos que incorpora el sistema para su correcto funcionamiento, mantenimiento y control. Se pueden agrupar en cuatro grupos:

- Bombas hidráulicas
- Elementos de regulación y control
- Actuadores
- Acondicionadores y accesorios

1.2.12.6 BOMBAS HIDRÁULICAS

Son los elementos que transforman la energía mecánica proveniente del motor de accionamiento y convertirla en energía hidráulica, la bomba por sí sola no genera la presión de fluido, si no que la misma va creciendo en función de la resistencia del sistema y es dada por las pérdidas en las tuberías y las cargas generadas en los actuadores. Han de proporcionar un caudal relativamente pequeño con gran presión. El tipo de bombas idóneas para prestar tal servicio son las de desplazamiento positivo. El caudal que proporcionan es en principio independiente de la presión generada; sin embargo, la presión hace que se produzcan pérdidas volumétricas.

Las bombas hidrostáticas o de desplazamiento positivo se pueden clasificar atendiendo al tipo de movimiento del elemento desplazador en bombas alternativas y bombas rotativas

Se pueden clasificar dependiendo del caudal en bombas de caudal fijo o bombas de caudal variable. También se pueden clasificar por su construcción en bombas de engranajes externos, internos o gerotor, bombas de paletas equilibradas o no equilibradas y bombas de pistones axiales, en línea o radiales.

1.2.12.7 Bombas de engranajes externos: Constan de dos piñones cilíndricos rectos, uno de ellos acoplado al motor y el otro arrastrado por este, que giran dentro de un cuerpo de bomba muy ajustado. El líquido que penetra en la maquina por la aspiración es succionado al girar los piñones, atrapado entre los dientes y el cuerpo de la bomba, obligado a circular periféricamente con los piñones hasta la descarga, como se muestra en la figura 9.

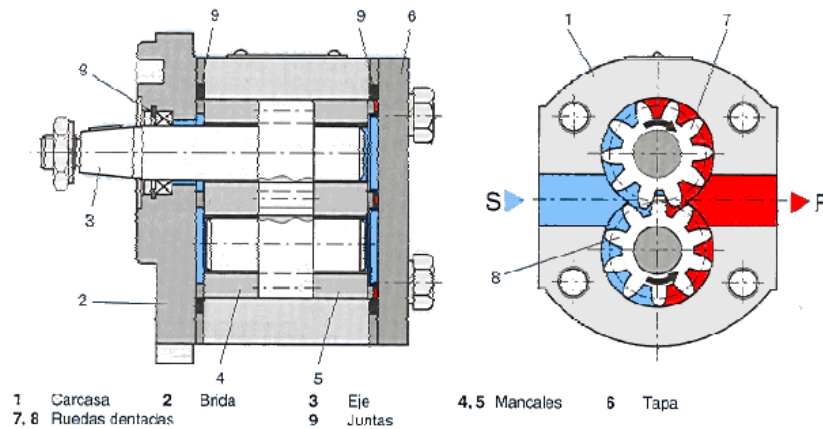


Figura 9. Bomba de engranajes externos

Fuente: (ESCUELA UNIVERSITARIA POLITÉCNICA, 2007)

Tabla 2. Comparación entre las características de los diferentes tipos de bomba

Comparación entre las características de los diferentes tipos de bomba					
Tipo	velocidades (RPM)	Cilindrada (cm ³)	Presión (MPa)	Caudal (l/min)	Rendimiento
Engranajes externos	500-3500	1,2-250	6,3-21	0,6-875	0,8-0,91
Engranajes internos	500-3500	4-250	16-25	2-875	0,8-0,91
Paletas	960-3000	5-160	10-16	4,8-480	0,8-0,93
Pistones axiales	750-3000	25-800	16-25	18-2400	0,82-0,92
Pistones radiales	960-3000	5-160	16-32	4,8-480	0,9

Fuente: (ESCUELA UNIVERSITARIA POLITÉCNICA, 2007)

1.2.12.8 ACTUADORES: Son los elementos que transforman la energía hidráulica en energía mecánica, se pueden clasificar en motores lineales denominados cilindros, motores rotativos y motores oscilantes.

Los motores rotativos son equivalentes a las bombas trabajando en sentido inverso. Los más empleados son los de engranajes y los de pistones axiales. Estos motores poseen par de arranque, se regula su velocidad de rotación y par motor desde cero hasta sus valores máximos, pueden funcionar a velocidades lentas y son capaces de trabajar en los dos sentidos de giro. Su volumen y peso son reducidos; no se estropean ante una sobre carga, poniéndose de nuevo en marcha cuando aquella se reduce y tienen gran fiabilidad.

Para el caso de los motores rotativos, existe una amplia gama, la cual esta subdividida por la velocidad y el par especifico de cada aplicación.

Desplazamiento de un motor hidráulico: Es la cantidad de fluido requerido para dar una revolución. Se calcula mediante la siguiente ecuación

$$V_g = \frac{\text{volumen}}{\text{revolución}} \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right]; \left[\frac{\text{in}^3}{\text{rev}} \right] \quad (1)$$

El caudal requerido para mover un motor hidráulico a unas revoluciones por minuto dadas se calcula mediante la siguiente ecuación (2) (Freitag, 1991):

$$Q = \frac{V_g n}{1000 \eta_{vol}} \quad (2)$$

El torque de un motor hidráulico se calcula mediante la siguiente ecuación 3:

$$M = \frac{V_g \Delta P \eta_{mec}}{20\pi} \quad (3)$$

Por último, tenemos la potencia del motor la cual se define como:

$$P = \frac{M n}{9549} = \frac{\Delta P Q \eta_{vol} \eta_{mec}}{600} \quad (4)$$

Donde:

V_g : Cilindrada o desplazamiento (cm^3/rev)

n : Velocidad de rotación (min^{-1})

Q : Caudal (L/min)

M : Par de giro ($\text{N}\cdot\text{m}$)

ΔP : Diferencia de presión (Bar)

P: Potencia (KW)

η_{vol} : Eficiencia volumétrica

η_{mec} : Eficiencia mecánica

El par de giro que puede ser entregado por el motor hidráulico depende de la cilindrada y la diferencia de presión sobre el motor hidráulico. Los motores hidráulicos de marcha lenta normalmente han sido concebidos de modo tal que a reducidas velocidades ya entregan un par elevado y son llamados motores LSHT (Low Speed High Torque). (Freitag, 1991). En la tabla 3 se muestra una comparación de la cilindrada, presión, rango de rotación y par máximo de los diferentes tipos de motores hidráulicos.

Tabla 3. Comparativa de los motores hidráulicos

Motor	Cilindrada (cm ³ /rev)	Presión max (bar)	Rango de rotación (min ⁻¹)	Par max (N-m)
De engranajes	1 – 200	300	500-10000	
Gerotor LSHT	10-1000	250	5-1000	
Pistones axiales	200-1000	250	5-300	3800
Pistones radiales	10-8500	300	0,5-2000	32000

Fuente: (Freitag, 1991)

Motor Gerotor o Geroler: Pertenecen a los motores de engranajes planetarios, se caracterizan por su gran cilindrada y sus pequeñas dimensiones. Son motores con

excelentes prestaciones a bajas velocidades y alto par. Son fabricados con engranajes que calzan uno al interior del otro y presentan diferentes números de dientes. Ver figura 10.

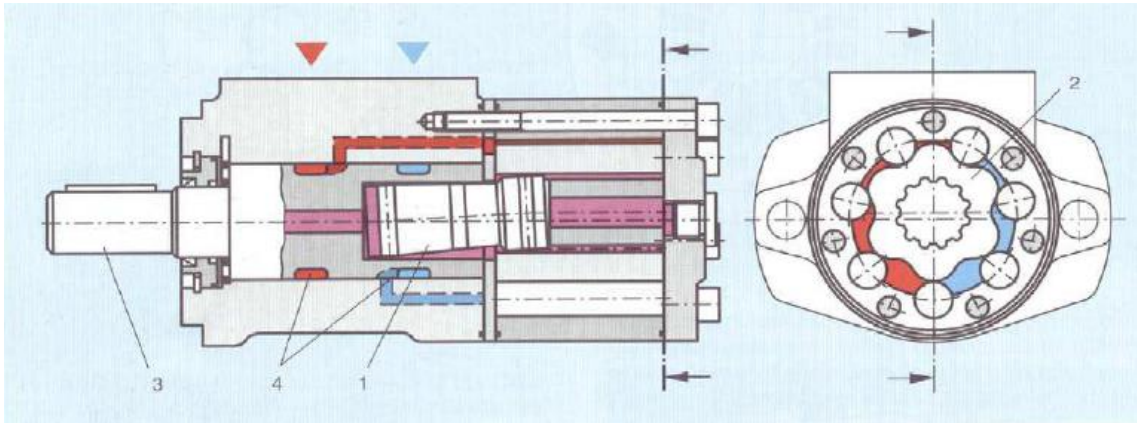


Figura 10. Motor según el principio de engranes planetarios

Fuente: (Freitag, 1991)

Los motores utilizados en el actual equipo de perforación son de este tipo Gerotor o Geroler; que son motores de baja velocidad y alto torque LSHT por sus siglas en ingles.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1.IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS Y COMPONENTES

Los parámetros y componentes que se definieron para el diseño del equipo de perforación fueron seleccionados principalmente a partir del criterio de los diseñadores, recomendaciones de fabricantes de equipos de perforación y sugerencias en la literatura consultada.

El diseño del equipo se inició definiendo el tipo de suelo a perforar, la profundidad y diámetro de los pozos a realizar, y especificando que el equipo pueda ser transportado a lugares de difícil acceso en los que las fuentes hídricas son escasas. Definidas estas consideraciones se consultó la teoría relacionada de las propiedades de resistencia de la roca a ser penetrada, la velocidad de rotación y de avance apropiada para la tarea de perforación. Conociendo estas variables se siguió con el diseño mecánico de los elementos de la máquina, en los que resalta la junta giratoria denominada swivel que se calculó y diseño de acuerdo al estado de esfuerzos al que se someterá la junta en las condiciones críticas de funcionamiento. El swivel permite la entrada de un flujo de agua a la tubería de perforación, mientras esta gira, gracias a su diseño que consiste principalmente en un eje hueco con un agujero transversal por el que pasa el caudal de agua necesario para la evacuación del detritus a medida que la herramienta de corte perfora con la acción conjunta de rotación y empuje aportadas por dos motores hidráulicos y que se transmite al útil de corte o barreno por medio de la tubería de perforación hueca. El diseño especifica el material de cada componente seleccionado.

La máquina en forma general está constituida por elementos mecánicos tales como, sellos, contratueras, tornillos, pernos, perfilería estructural, cadenas, piñones y rodamientos.

Se seleccionaron los dos motores hidráulicos mencionados teniendo en cuenta el torque y revoluciones por minuto que deben ofrecer, según las variables iniciales de resistencia de la roca y carga a elevar, esto es: motor de rotación y de avance respectivamente.

Otro aspecto importante de este proyecto es la parte referente al accionamiento hidráulico del circuito de funcionamiento de la máquina en el que están incluidos elementos de la oleohidráulica tales como válvulas direccionales, de regulación de caudal, mangueras, tanque hidráulico, bomba de engranajes externos que ofrece un caudal de 20 galones por minuto de acuerdo al requerimiento del motor previamente seleccionado, tanque, manómetro. Todos estos componentes fueron seleccionados de catálogos comerciales en los que se verifica que soportan la presión de funcionamiento del circuito que es de 104 bar (1500 psi) o 120 bar (1750 psi) para perforaciones con profundidades cercanas al límite máximo de perforación.

En las figuras 12 se puede apreciar el equipo de perforación diseñado con todos sus componentes, y en la figura 13 se muestran los elementos mecánicos que hacen parte de la junta giratoria o swivel. Dichos componentes están relacionados en la tabla 4.

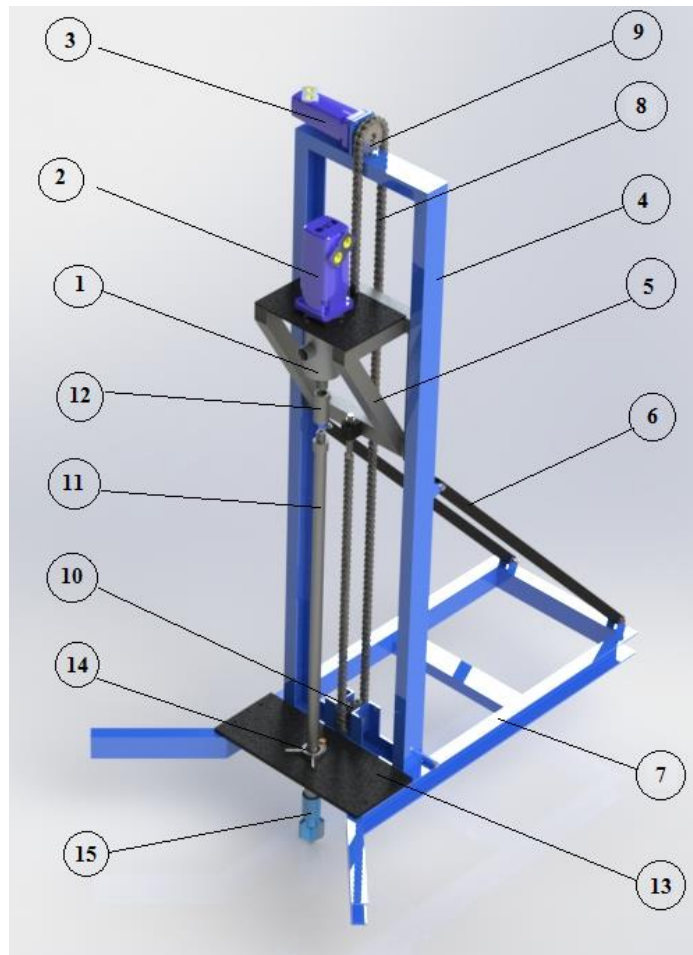


Figura 11. Diseño del equipo de perforación

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks 2016

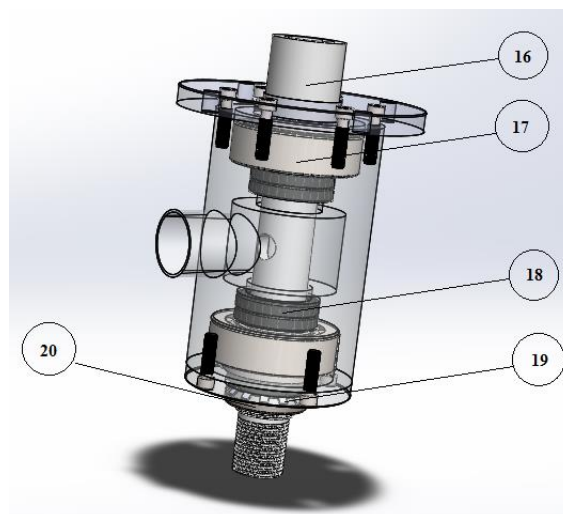


Figura 12. Diseño del Swivel

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks.

Tabla 4. Componentes del equipo de perforación.

NÚMERO	NOMBRE	MATERIAL	CANTIDAD	CRITERIO DE SELECCIÓN
1	Swivel	Aluminio 1060	1	Diseñadores
2	Motor de rotación hidráulico		1	Diseñadores
3	Motor de avance hidráulico		1	Diseñadores
4	Estructura fija	Acero ASTM A36	1	Diseñadores
5	Estructura móvil	Acero ASTM A500	1	Diseñadores
6	Elementos de soporte	Acero ASTM A500	2	Diseñadores
7	Estructura base	Acero ASTM A36	1	Diseñadores
8	Cadena		1	Literatura
9	Piñón conductor		1	Literatura
10	Piñón loco		1	Literatura

11	Tubería de perforación	Acero AISI 4140	67	Literatura, Expertos
12	Acople de swivel	Acero AISI 4140	1	Diseñadores
13	Placa base	Acero ASTM A36	1	Diseñadores
14	Mordazas	Acero ASTM A36	1	Diseñadores
15	Útil de corte	Acero y WC8	1	Literatura
16	Eje del swivel	ACERO AISI 4140	1	Diseñadores
17	Rodamientos		2	Diseñadores
18	Sellos	Nitrilo	4	Diseñadores
19	Arandela de seguridad		1	Diseñadores, Literatura
20	Contratuerca		2	Diseñadores

Fuente: Autores, (2017).

2.2. DISEÑO DEL EQUIPO DE PERFORACIÓN

2.2.1 GENERALIDADES DEL DISEÑO:

Se realizó primeramente una consulta intensiva de equipos de perforación para sondeos, propiedades de los suelos a perforar, explotación de acuíferos en el departamento o en el

país, recomendaciones de fabricantes y sugerencias de expertos en el tema. Debido a que no se encontraron estudios específicos de la resistencia a la compresión de los suelos a diferentes profundidades en el departamento de Córdoba, se utilizó como parámetro principal la resistencia de compresión de la roca más blanda, teniendo en cuenta las recomendaciones por el departamento de suelos de ingeniería agronómica de la universidad de Córdoba y especialistas en el tema.

La máquina se diseñó para realizar perforaciones de diámetro de cuatro pulgadas y alcanzar una profundidad máxima de 100 metros. Esto debido a la literatura consultada sobre la explotación de los acuíferos en el norte del departamento de Córdoba, (Acuífero de Morroa) donde la mayoría de estos pozos están a una profundidad entre 50 a 100 metros. Véase Figura 13.

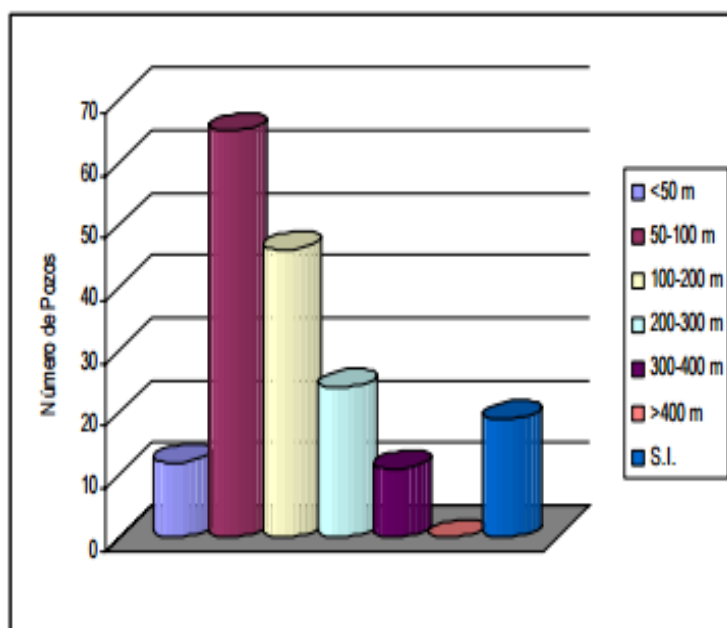


Figura 13. Clasificación de los pozos del acuífero de Morroa según su profundidad

Fuente: (Donado, Buitrago, Vargas, & Granados, 2002)

2.2.2 FUERZA DE EMPUJE SOBRE LA BOCA

Para definir cada elemento que conforma la maquina se debe conocer la fuerza de empuje necesaria para perforar los suelos humíferos, mixtos o rocas blandas. La fuerza de empuje se obtuvo utilizando las ecuaciones 5 y 6 respectivamente.

$$F_{min} = 28.5 * Sc * \phi \text{ (lb)} \quad (5)$$

$$F_{max} = 2 * F_{min} \text{ (lb)} \quad (6)$$

Donde:

F_{min} : Fuerza mínima [lb]

Sc : Resistencia a la compresión [MPa]

ϕ : Diámetro del barreno o tricono [pul]

2.2.3 VELOCIDAD DE ROTACIÓN

Es de vital importancia definir una velocidad de rotación dependiendo del terreno donde se va a perforar, del tamaño de la perforación y del tipo de máquina. Ya que la velocidad de rotación es directamente proporcional a la velocidad de avance, hasta un punto máximo de eficiencia, donde esta se pierde por exceso de residuos con un aumento de la velocidad de rotación. (Yepes Piqueras, 2014) Como se observa en la figura 14.

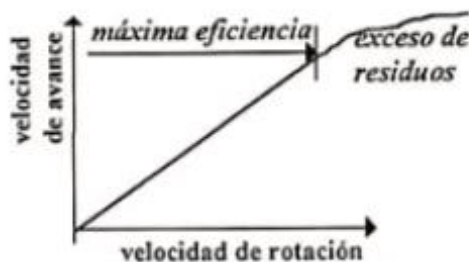


Figura 14. Velocidad de avance vs velocidad de rotación.

Fuente: (Yepes Piqueras, 2014)

La velocidad de rotación se calculó considerando las velocidades de rotación recomendadas para rocas blandas de la tabla 5.

Tabla 5. Velocidad de rotación según la dureza de las rocas

TIPO DE ROCA	RESISTENCIA A LA COMPRESIÓN (MPA)	VELOCIDAD (RPM)
Muy duras	+200	40 – 30
Duras	120 – 200	60 – 40
Medianas	80 – 120	80 – 60
Blandas	40 – 80	100 – 80
Muy blandas	-40	120 – 100

Fuente: (Yepes Piqueras, 2014)

Para el diseño del actual equipo de perforación se trabajó con una velocidad de rotación entre 80 y 100 RPM, que equivale a una velocidad recomendada para una roca tipo blanda.

2.2.4 VELOCIDAD DE PENETRACIÓN

La velocidad de penetración o de avance se estimó utilizando la ecuación 7 de R. Praillet, la cual se define como:

$$VP = \frac{63.9 * F_E N_r}{S_c^2 \varnothing^{0.9}} \quad (7)$$

Donde:

VP : Velocidad de penetración $\left[\frac{m}{h}\right]$

F_e : Fuerza de empuje sobre la roca $[Kgf]$

N_r : Velocidad de rotación Velocidad de rotación $[Kgf]$

S_c : Resistencia de compresión de la roca $[MPa]$

\varnothing : Diámetro de la boca $[mm]$

2.2.5 TORQUE Y POTENCIA NECESARIOS PARA LA PERFORACIÓN

Para definir el torque fue necesario obtener la fuerza tangencial tomando en cuenta la geometría de la herramienta de corte con diámetro de 4 pulgadas y Angulo de hélice de 30°. Utilizando la ecuación 8 se obtuvo la fuerza tangencial.

$$F_t = \frac{F_{max}}{\tan 30^\circ} \quad (8)$$

Donde:

F_t : Fuerza tangencial [N]

F_{max} : Fuerza máxima de empuje [N]

El torque se obtuvo por medio de la ecuación 9.

$$T = F_t * R \quad (9)$$

Donde:

T : Torque [N – m]

F_t : Fuerza tangencial [N]

R : Radio de la herramienta [m]

Posteriormente con el torque necesario para producir la perforación se calculó la potencia requerida empleando la ecuación 10.

$$P = T \times w \quad (10)$$

Donde:

P : Potencia [kw]

T : Torque [N – m]

w : Velocidad angular $\left[\frac{rad}{s}\right]$

2.2.6 ANÁLISIS DE CARGAS EXTERNAS SOBRE EL SWIVEL

Con el fin de conocer las fuerzas externas aplicadas en la junta rotativa o swivel se realizó un análisis de las situaciones de trabajo a las que estará sometido. La primera situación de trabajo se consideró cuando la estructura móvil está descendiendo. En esta situación se observó que sobre el swivel actúa una fuerza de compresión resultado de la reacción que produce el suelo directamente sobre la tubería e indirectamente sobre el swivel.

La segunda situación de trabajo se examinó cuando la estructura móvil está ascendiendo y se obtuvo una fuerza de tensión que está dada por el peso de la tubería, el peso del lodo en la sección anular, el peso del barreno o útil de corte y el lodo dentro de la tubería de perforación.

Para el cálculo del peso de la tubería se seleccionaron las características de la tubería AW que es la recomendada para perforación de 4 pulgadas de diámetro. Las dimensiones y características de las tuberías de perforación se observan en la figura 15.

		DIAMETRO EXTERIOR		DIAMETRO INTERIOR		PESO (10 ft.) (3.05m)		HILOS DE ROSCA POR PULGADA	ACOPLE DIAMETRO INTERIOR		CAPACIDAD	
	SIMBOLOS DEL DISEÑO DE TAMAÑO	in	mm			Lbf	Kg		in	mm	Gal/100 ft.	lt./30 m
PERFORACION	EW	1 3/8"	34,9	7/8	22,2	28,1	12,7	3	7/16	11,1	3,1	11,7
	AW	2 3/32"	44,4	7/32	31,0	42,6	19,3	3	5/8	15,9	6,1	23,1
	BW	2 1/8"	53,9	1 3/4	44,5	43	19,5	3	3/4	19,1	12,5	47,3
	NW	2 5/8"	66,6	2 1/4	57,2	54	24,5	3	1 3/8	34,9	20,7	78,4
	HW	3 1/2"	88,9	3	77,8	85	38,6	3	2 3/8	60,3	38,3	145,0
	AQ	1 3/4"	44,5	1 3/8	34,9	31	14,1	4	NO SE USA		7,7	29,1
	BQ	2 3/16"	55,8	1 13/16	46,0	40	18,1	3			13,4	50,7
	NQ	2 3/4"	69,9	2 3/8	60,3	52	23,6	3			23	87,1
	HQ	3 1/2"	88,9	3 1/16	77,8	77	34,9	3			38,2	144,6
	PQ	4 1/2"	114,3	4 1/16	103,2	103	46,7	3		4 1/16	103,2	254,8
REVESTIMIENTO	EW	1 13/16"	46	1 1/2	38,1	27,7	12,6	4	NO USA		9,2	34,8
	AW	2 1/4"	57,1	2 29/32	48,4	37,2	16,9	4			14,8	56,0
	BW	2 7/8"	73	2 3/8	60,3	70	31,8	4			23	87,1
	NW	3 1/2"	88,9	3	76,2	87	39,5	4			36,7	138,9
	HW	4 1/2"	114,3	4	101,6	113,5	51,5	4			65,2	246,8
	PW	5 1/2"	139,7	5	127,0	153,5	69,6	3			102	386,1
	SW	6 5/8"	168,2	6	152,4	195	88,5	3			146,8	555,7
	EX	1 13/16"	46	1 5/8	41,3	18	8,2	8	1 1/2	38,1	10,7	40,5
	AX	2 1/4"	57,1	2	50,8	30	13,6	8	1 29/32	48,4	16,3	61,7
	BX	2 7/8"	73	2 9/16	65,1	48	21,8	8	2 3/8	60,3	47,9	181,3
	NX	3 1/2"	88,9	3 3/16	81,0	61	27,7	8	3	76,2	50	189,3
	HX	4 1/2"	114,3	4 1/8	104,8	92	41,7	5	3 15/16	100,0	67,3	254,8

Figura 15. Tamaño estándar de tuberías para perforación.

Fuente: Diamond Core Drill Manufacturers Association (DCDMA)

2.2.7 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES OLEOHIDRÁULICOS

2.2.7.1 SELECCIÓN DEL MOTOR ENCARGADO DE LA ROTACIÓN

Teniendo como base los parámetros para establecer los valores de las variables de perforación descritos en la sección 2.2 se determinaron la velocidad y el torque que debe entregar el motor para la perforación de suelos blandos, arcillosos, con grava o arcilla que corresponden al tipo de suelo en los que se enfocó el diseño de la máquina actual. Se optó

por la selección de un motor hidráulico y se escogió del catálogo de motores hidráulicos LSHT de la marca EATON.

2.2.7.2 SELECCIÓN DEL MOTOR DEL SISTEMA DE EMPUJE Y ELEVACIÓN

Conociendo la velocidad lineal de perforación recomendada se determinaron las revoluciones por minuto del motor de empuje y elevación según la ecuación 11.

$$V = W \times R \quad (11)$$

Donde:

V : Velocidad lineal o tangencial $\left[\frac{m}{min} \right]$

W : Velocidad angular $\left[\frac{rad}{min} \right]$

R : Radio del piñón $[m]$

Para determinar el torque del motor del sistema de empuje y elevación se halló la mayor fuerza que debe soportar la cadena que es el peso de 100 metros de tubería junto con el peso del lodo que podría adherirse a ella usando la ecuación 12

$$w = m \cdot g \quad (12)$$

Donde

w : Peso $[N]$

m : Masa $[Kg]$

g : Gravedad $\left[\frac{m}{s^2} \right]$

Luego se definió un diámetro aproximado del piñón conductor del sistema de elevación y empuje con el fin de calcular el torque del motor a usar, empleando la ecuación 13.

$$T = F * R \quad (13)$$

Donde:

T : Torque [$N - m$]

F : Tensión en la cadena [N]

R : Radio del piñón conductor [m]

Teniendo el torque y las RPM necesario para este sistema se seleccionó un motor hidráulico del fabricante EATON.

2.2.7.3 BLOQUE DE VÁLVULAS DIRECCIONAL, DE ALIVIO Y ANTI-RETORNO

La selección de la válvula direccional adecuada está estrechamente relacionada con el accionamiento simultáneo o no de los motores hidráulicos del equipo perforador. De acuerdo al diseño planteado del circuito hidráulico se requiere de dos válvulas de 4 vías y tres posiciones que se utilizan para controlar los dos motores reversibles.

Estas válvulas son elementos de regulación y control del sistema hidráulico. Su elección también se basó en la presión y el caudal máximo de los motores hidráulicos previamente seleccionados.

2.2.7.4 SELECCIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL

Se regulará el caudal que llega a los motores de rotación y del sistema de empuje y elevación.

Debido a que en un determinado momento todo el caudal entregado por la bomba hidráulica se dirigirá al motor del sistema de elevación cuyo caudal requerido es mucho

menor se seleccionó de un catálogo comercial una válvula capaz de regular dicho caudal de 75 l/min o mayor a una presión mínima de trabajo de 1500 psi.

2.2.7.5 SELECCIÓN DE LAS MANGUERAS

Se seleccionaron mangueras flexibles, se calculó su diámetro a partir del teorema de continuidad, ecuación 14, tomando una determinada velocidad del flujo de aceite hidráulico en cada tramo de la tubería ya sea en la succión, presión o retorno.

Se obtuvo una determinada velocidad del flujo que varía según el tramo considerado ya sea el de succión, de presión o de retorno. Así pues, la velocidad recomendada en la tubería de aspiración depende de la viscosidad del fluido; en la de descarga es función de la presión de trabajo, y para la de retorno se recomienda un campo de velocidades. Véase la tabla 6.

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}} \quad (14)$$

Donde:

d_i : Diámetro interno de las mangueras [m]

Q : Caudal $\left[\frac{l}{s}\right]$

V : $\left[\frac{m}{s}\right]$

Tabla 6. Recomendaciones de velocidades del aceite hidráulico en tuberías

Tubería de aspiración	Tubería de presión	Tubería de retorno

Viscosidad cinemática	Velocidad V	Presión P	Velocidad v	Velocidad v
mm^2/s	m/s	MPa	m/s	m/s
150	0,6	25	2,5-3	1,7-4,5
100	0,75	50	3,5-4	
50	1,2	100	4,5-5	
30	1,3	200	5-6	
		> 200 (= 30 – 150 mm^2/s)	6	

Fuente: (ESCUELA UNIVERSITARIA POLITÉCNICA, 2007)

Posteriormente se recalculó la velocidad para la línea de presión, descarga y succión con los diámetros de las mangueras seleccionadas por medio de la ecuación 15

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times d_i^2} \quad (15)$$

Se aclara que las mangueras no son elementos de regulación y control, pero su selección se incluyó en esta sección debido a que a través de su elección se obtiene parte de la información necesaria para calcular la bomba.

2.2.7.6 SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA

Con base en el mayor caudal requerido por los dos motores y la presión necesaria para generar el torque suficiente en el sistema de elevación y empuje, teniendo en cuenta las pérdidas de presión por longitud de tubería y accesorios se seleccionó una bomba hidráulica apropiada.

Las pérdidas por longitud de tubería se calcularon mediante la expresión de Darcy-Weisbach, ecuación 16, y las pérdidas por accesorios se obtuvieron de los catálogos de los componentes oleohidráulicos. Ver Tabla 7.

$$\frac{\Delta P}{L} = f \cdot \frac{1}{D} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (16)$$

Donde:

$\frac{\Delta P}{L}$: Pérdidas de presión por unidad de longitud de tubería $\left[\frac{bar}{m}\right]$

D : Diámetro interno de la manguera $[mm]$

ρ : Densidad del fluido $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

V : Velocidad del fluido hidráulico $\left[\frac{m}{s}\right]$

f : Factor adimensional

El factor f depende del número de Reynolds y/o de la rugosidad relativa del material de tubería por donde circula el aceite hidráulico. Se calculó el número de Reynolds, Re , en la entrada y salida del motor mediante la ecuación 17.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (17)$$

V : Velocidad del fluido hidráulico $\left[\frac{m}{s}\right]$

D : Diámetro de las mangueras $[m]$

ν : Viscosidad del fluido hidráulico $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

Se obtuvo un régimen de flujo laminar, $Re < 2000$, y se calculó el valor del factor f usando la ecuación 18.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (18)$$

Se obtuvo la cilindrada y potencia de accionamiento de la bomba gracias a las gráficas del fabricante de la bomba seleccionada.

2.2.7.7 SELECCIÓN DEL TANQUE HIDRÁULICO

Se seleccionó un tanque hidráulico con base en la recomendación de que su volumen debe ser de dos a tres veces el volumen impulsado por la bomba en un minuto.

2.2.7.8 SELECCIÓN DEL ACEITE HIDRÁULICO, ACONDICIONADORES Y ACCESORIOS

Se seleccionó el aceite hidráulico bajo los requerimientos de viscosidad de los componentes oleohidráulicos como lo son: motores, bombas, bloque de válvulas. Se escogió como referencia la viscosidad de 22 cSt a 40°C del bloque de válvulas debido a que es el componente que tiene mayor requisito de viscosidad del aceite para su adecuado funcionamiento.

Se seleccionó un manómetro con una escala de medición de presión adecuada teniendo en cuenta que la máxima presión del sistema es 1750 psi. En cuanto a la filtración fue clave la información consignada en el catálogo de la válvula direccional como uno de los componentes que exigen un mayor grado de filtración del fluido hidráulico establecido como ISO 4006 19/17/14.

2.2.8 CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR BANDAS Y POLEAS

Se seleccionó del catálogo de motores estacionarios del fabricante HONDA, un motor de combustión interna para accionar la bomba hidráulica.

Dado que el motor entrega la potencia necesaria a unas revoluciones por minuto mayores a las de la bomba, se diseñó un sistema de transmisión de potencia por bandas y poleas entre estos dos componentes del equipo perforador. Se usó la metodología empleada en el manual de poleas en “V” de INTERMEC. Se aplicó un factor de servicio a la potencia entregada por el motor, con esa potencia y la velocidad del eje del motor se obtuvo el tipo de correa en V a utilizar, posteriormente se utilizó la figura 33 para seleccionar la polea conductora su número de canales de acuerdo a los valores de rpm del motor y potencia a transmitir. Se calculó la relación de velocidad según la ecuación 19 y se obtuvo el diámetro de la polea conducida.

$$\text{Relación de velocidad} = \frac{\text{rpm del motor}}{\text{rpm de la bomba}} \quad (19)$$

También se seleccionaron los bujes para fijar las poleas a los ejes del motor y bomba.

Se calculó la distancia entre centros de los ejes usando la siguiente ecuación 20

$$C = 1,5(D + d)m \quad (20)$$

Donde:

C : Distancia entre centros [m]

D : Diámetro de la polea más grande [m]

d : Diámetro de la polea menor [m]

Seguidamente se halló la longitud de la correa en V usando la ecuación 21.

$$L_p = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D + d)^2}{4C} \quad (21)$$

Donde:

L_p : Longitud de la correa [m]

C : Distancia entre centros [m]

D : Diámetro de la polea más grande [m]

d : Diámetro de la polea menor [m]

Finalmente se seleccionó de una correa de longitud comercial y se especificaron las referencias de las poleas conducida y conductora, así como de los bujes para fijarlas a los respectivos ejes.

2.2.9 DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

El circuito hidráulico del equipo de perforación se realizó en el software FluidSim H versión 4.5 de la empresa Festo. Donde se muestra una representación esquemática y simple de todos los componentes del sistema hidráulico con su respectiva conexión según la norma ISO 1219. Tal como se muestra en la figura 39.

2.2.10 DISEÑO DE SWIVEL (JUNTA O CONEXIÓN GIRATORIA)

Se diseñó un swivel con conexión lateral debido a que estos son los utilizados en equipos no industriales donde la potencia a transmitir y las profundidades de perforación son bajas.

2.2.10.1 DISEÑO DEL EJE DEL SWIVEL

Se hizo un análisis de las fuerzas que actúan sobre el eje del swivel y se seleccionaron rodamientos cónicos capaces de soportar las cargas aplicadas.

Se diseñó un swivel con alimentación lateral en el que se analizaron principalmente las fuerzas que actúan sobre este.

2.2.10.2 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para la selección de los rodamientos cónicos del swivel se consideró la vida deseada, los factores de aplicación de la carga y la confiabilidad de los rodamientos. Luego se hallaron las fuerzas axiales inducidas por las cargas radiales para con estas calcular las cargas dinámicas equivalentes en cada rodamiento.

Seguidamente se calculó el múltiplo de la vida mediante la ecuación 22. (Budynas & Nisbett, 2012).

$$x_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{\ell_D n_D 60}{\ell_R n_R 60} \quad (22)$$

Dónde:

ℓ_D : Vida deseada [h].

n : Velocidad angular [rpm].

Se calculó la carga dinámica de catálogo de los rodamientos usando la ecuación 23. (Budynas & Nisbett, 2012).

$$C_{10} = a_f F_D \left(\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (23)$$

Donde:

a_f : Factor de aplicación [Adimensional].

x_0, θ, b : Parámetros Weibull [Adimensional].

a : Parámetro de forma [Adimensional].

F_D : Fuerza [N].

x_D : Relación de vida deseada y nominal [Adimensional].

Por último, se seleccionó el rodamiento de rodillos cónicos 32309 del catálogo de TIMKEN

2.2.10.3 DIMENSIONAMIENTO INICIAL DEL EJE

El diámetro del eje del swivel se dimensionó inicialmente con un diámetro exterior de 45 mm, igual al diámetro interior del rodamiento previamente seleccionado que resiste las cargas presentes en el sistema. Luego para que el fluido de perforación fluya a través del eje se definió tentativamente un diámetro interior de 25 mm y una perforación radial de 20 mm de diámetro; como se puede observar en la figura 16:

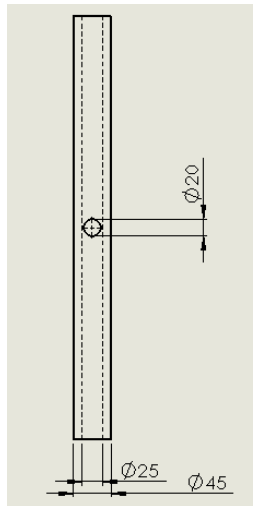


Figura 16. Dimensiones iniciales del eje del swivel en mm

Fuente: Autores, (2017)

Se seleccionó un acero AISI 4340 como material para fabricar el eje del swivel, el cual es un acero de baja aleación al Cromo Níquel Molibdeno de gran templabilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga. No presenta fragilidad de revenido y posee maquinabilidad a dureza relativamente alta. Apto para esfuerzos de fatiga y torsión. (aceroscol , 2017)

Tabla 7. Composición química y propiedades mecánicas del acero AISI 4340.

ACERO	Composición química	Propiedades Mecánicas (Bonificado)
AISI 4340	0.38 – 0.43 % C 0.60 – 0.80 % Mn 0.035 max % P 0.040 max % S 0.15 – 0.35 % Si 0.70 – 0.90 % Cr 0.20 – 0.30 % Mo 1.65 – 2.00 % Ni	$S_y = 784 \text{ Mpa}$ $S_u = 1078 \text{ Mpa}$ $HB = 320$ $HRC = 34$

Fuente: (aceroscol , 2017)

2.2.10.4 SIMULACIÓN DEL EJE DEL SWIVEL

Se realizó un análisis estático en el software SolidWorks 2016 donde se simuló la fuerza de compresión y el torque proporcionado por el motor hidráulico en la parte superior del eje del swivel y se consideró una sujeción fija en la parte inferior del eje, con un tipo de malla fina y un control de mallado en el agujero transversal del eje donde se sospecha que

se presentaran los máximos esfuerzos, esto con el fin de que los resultados sean más precisos.

Seguidamente se hizo un estudio de fatiga basado en el análisis estático creado previamente, donde inicialmente se realizó una búsqueda del diagrama S-N del acero AISI 4340 en el portal web de materiales de SolidWorks que es una base de datos de materiales en línea desarrollada por usuarios o empresas. Y se definieron las propiedades del ensayo de fatiga como: suceso de amplitud constante, criterio de Soderberg como método de corrección de la tensión media, factor de reducción de resistencia a la fatiga $K_f = 1$ y calcular tensiones alternas usando tensión equivalente de Von Mises.

Para luego agregar el suceso de fatiga con su respectivo número de ciclos y tipo de carga. El número de ciclos fue de 1×10^6 que corresponde a ciclos altos y el tipo de carga fue en base cero (LR=0) para un torque pulsátil.

Luego se ejecutó el análisis y se obtuvieron los trazados de daño, de vida y factor de carga. Donde se pudo observar que el eje no fallara por fatiga bajo las cargas dadas y para un numero de ciclos de 1×10^6 , debido a que se tiene un daño de 5.017×10^{-1} lo que indica que el suceso de fatiga consume un 0,5017 % de la vida y para que el eje falle por fatiga se debe tener un daño de 1×10^0 o lo que es lo mismo que los sucesos de fatiga consuman como mínimo el 1 % de la vida.

Esta situación de trabajo es la más crítica del eje, que se presentara cuando el equipo de perforación este atascado.

2.2.10.5 Partes auxiliares

El interior de la carcasa estará lleno del fluido de perforación el cual contiene muchas partículas abrasivas por lo cual es susceptible de salir al exterior de la carcasa del swivel inundado a la vez los rodamientos lo cual causará la falla del swivel y por lo tanto la falla del equipo de perforación. Es por esto que es de vital importancia una buena selección de sellos o retenes que eviten una posible fuga del líquido de perforación.

Se seleccionaron diferentes partes auxiliares como sellos, arandelas de seguridad, contratueras, que son de vital importancia para el correcto funcionamiento del swivel.

Para un correcto funcionamiento del retén o sello hay que tener en cuenta factores como la diferencia de presión entre el interior de la carcasa y el exterior, diámetro y dureza del eje, acabado superficial del eje, así como posibles desalineamientos y excentricidades del eje.

Para un correcto funcionamiento del retén es importante que el eje tenga un fino acabado superficial. Tanto la caja como el eje deben tener un chaflan en el extremo para facilitar el montaje. También se deben de respetar las tolerancias del alojamiento del retén para que exista presión adecuada en el montaje.

La rugosidad y el acabado superficial del eje juegan un papel importante en la velocidad de la superficie del sello. Generalmente para aplicaciones de baja velocidad, la rugosidad de la superficie del eje debe ser de $0,75 \mu\text{m Ra}$ o menor. (TIMKEN , 2016)

2.2.10.6 Diseño de carcasa

La carcasa es el armazón exterior que sirve de soporte y protección de todo el mecanismo del swivel. Por eso su diseño, aunque parezca que no influye en el funcionamiento global del sistema, es muy importante.

Para el diseño de la carcasa, se tuvo en cuenta la disposición final de todos los elementos que componen el swivel (Eje, rodamientos y sellos). Básicamente, la forma de la carcasa ha de ser tal que los elementos mecánicos puedan moverse libremente sin chocar con esta, pero sin dejar demasiado espacio libre.

Es imperativo tener en cuenta los alojamientos de los rodamientos y sellos, ya que su mal diseño, aunque sea en pocos milímetros, puede afectar el correcto posicionamiento del eje y mal funcionamiento de los sellos. En los alojamientos para los cojinetes es donde la carcasa recibe los esfuerzos de todo el mecanismo, esto hace que su diseño sea relevante en esta zona.

Se diseñó la carcasa teniendo en cuenta la disposición final de todos los elementos que componen el swivel. El diseño se llevó a cabo mediante una modelación en el software SolidWorks 2016 en el que se hicieron las simulaciones de esfuerzo de Von Mises, de desplazamiento y de factor de seguridad de la carcasa del swivel dadas las fuerzas que actúan sobre ella, usando para este componente un acero AISI 1020 y aluminio 1060. Ver figura 47, 48 y 49.

Para la simulación de la carcasa del swivel se considera la carga del empuje de 10140 N sobre la cara donde se apoya el cojinete y una sujeción fija en la parte superior de la carcasa que define el contacto que tiene la carcasa del swivel con el exterior. Como se

había dicho anteriormente el material de la carcasa será un acero medio carbono, el cual será AISI 1020 y también se analizó con aluminio A1060 como material de fabricación de la carcasa.

2.2.11 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA FIJA

2.2.11.1 COLUMNAS Y VIGAS

La longitud de las columnas de la estructura fija para el equipo de perforación deberá ser mayor que la longitud de las tuberías de perforación. Por lo que se estableció una longitud para las columnas de $L = 2,5$ metros.

Principalmente hay que determinar si las columnas son largas o cortas, comparando los valores de la razón de esbeltez (SR) con la relación de esbeltez transicional o constante de columna (C_c) calculadas con las ecuaciones 24 y 25 respectivamente.

$$SR = \frac{L_e}{r_{min}} = \frac{KL}{r_{min}} \quad (24)$$

Donde:

L_e : Longitud efectiva de la columna [m]

r_{min} : Radio de giro mínimo [m]

K : Factor de longitud efectiva [*adimensional*]

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{S_y}} \quad (25)$$

Donde:

E : Módulo de elasticidad del material de la columna [Pa]

S_y : Resistencia de fluencia del material $[Pa]$

Según (Mott, 2006)

Si $SR > Cc$, entonces, la columna es larga, y se utiliza la fórmula de Euler.

Si $SR < Cc$, entonces, la columna es corta, y se utiliza la fórmula de J.B. Johnson.

Una columna tiende a pandearse siempre en la dirección en la cual es más flexible. Como la resistencia a la flexión varia con el momento de inercia I , el valor de I en la fórmula de Euler es siempre el menor momento de inercia de la sección recta.

Para determinar si existe pandeo, se calcula la ecuación 26 de carga crítica de Euler, si la columna es larga, y la ecuación 27 de J.B. Johnson si la columna es corta.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{(KL)^2} \quad (26)$$

$$P_{cr} = A S_y \left[1 - \frac{s_y \left(\frac{L_e}{r} \right)^2}{4 \pi^2 E} \right] \quad (27)$$

Luego se escogieron perfiles “C” de alas paralelas de acero ASTM A36 y se calculó primeramente la constante de la columna Cc usando la ecuación 25.

Las propiedades mecánicas del perfil proporcionado por el catálogo de (perfiles y vigas S.A.S, 2016), seguidamente se planteó la hipótesis de que la columna es larga, por lo que se empleó la ecuación de Euler, (ecuación 26) para despejar el momento de inercia I del perfil necesario para la columna.

Posteriormente se consideró la carga crítica igual a la carga máxima a la que estará sometida la columna multiplicada por un factor de seguridad. Se seleccionó el factor de longitud efectiva para una columna empotrada y libre. Finalmente se obtuvo el momento de inercia necesario para las columnas de la estructura fija.

Con el momento de inercia necesario calculado. Se seleccionó el perfil de alas paralelas UPE 100 y se calcula el radio de giro mínimo r_{min} utilizando la ecuación 28.

El valor de r_{min} se halla mediante la ecuación 26 utilizando el momento de inercia y el área:

$$r_{min} = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (28)$$

Donde:

I : Momento de inercia de la sección transversal de la columna [m^4]

A : Área de la sección transversal de la columna [m^2]

Luego se calculó la relación de esbeltez SR del perfil seleccionado utilizando la ecuación 24 y se observó que es mayor que la constante de la columna calculada previamente por lo que se comprueba la hipótesis de que la columna es larga.

Por otra parte, en cuanto a las vigas de la estructura fija, se diseñó esta viga considerando la situación crítica en la que el equipo haya perforado la profundidad total de 100 metros. En ese momento la viga debe soportar el peso de 100 metros de tubería y el peso del lodo adherido a ella, la carga corresponde a 14130 N, la cual se aplicará a una distancia de 300 mm medidos desde el extremo de cada columna, es decir, a la mitad de la distancia del

largo total de la viga que se especificó como 600 mm atendiendo a las dimensiones del motor hidráulico.

Se asociaron las ecuaciones 29 y 30 y se encontró una expresión para hallar el módulo de sección del perfil a utilizar en la viga. Ecuación 31.

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{Z} \quad (29)$$

Donde

σ_{max} : Esfuerzo por flexión [Pa]

M : Momento flector [N.m]

I : Momento de inercia [m⁴]

c : Distancia desde el eje centroidal de la figura hasta el extremo de su sección transversal [m]

Z : Módulo de sección [m³]

$$\sigma_{max} \leq \frac{S_y}{n} \quad (30)$$

Donde:

σ_{max} : Esfuerzo por flexión máximo en la viga [Pa]

n : Factor de seguridad [adimensional]

S_y : Esfuerzo de fluencia del material [Pa]

$$Z \geq \frac{n \times M}{S_y} \quad (31)$$

Para calcular el momento flector M se usó la ecuación 32.

$$M = \frac{F}{4}(x) \quad (32)$$

En la que:

M : Esfuerzo por flexión [Pa]

F : Carga que máxima en la viga [N]

x : Distancia total de la viga [m]

Se definió el material de la viga como un acero estructural ASTM A36 con $S_y = 248 \text{ MPa}$ y un factor de seguridad de 1,2. Con la ecuación 31 se calculó el módulo de sección mínimo de la viga y con dicho valor de referencia se seleccionó un comercial en C para estas vigas y para la base de la estructura.

2.2.11.2 Elementos de soporte

En el diseño de la estructura los elementos de soporte se usaron perfiles cuadrados huecos dispuestos a un ángulo de 45° respecto a las columnas y a la base. Se hizo el diagrama de cuerpo libre de la estructura en la condición más crítica como lo muestra la figura. Posteriormente se halló la carga axial en los elementos de soporte a través de las condiciones de equilibrio de un cuerpo rígido ecuaciones 33 y 34.

$$\sum F = 0 \quad (33)$$

$$\sum M = 0 \quad (34)$$

Donde

F : Fuerza [N]

M : Momento [$N.m$]

Para encontrar el área de la sección transversal de estos elementos se relacionaron las ecuaciones 35 y 36 con el objetivo de hallar una expresión para calcular dicha área.

Ecuación 37

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} \quad (35)$$

σ_{max} : Esfuerzo por carga axial [Pa]

F : Carga axial máxima en el elemento [N]

A : Área de la sección transversal del elemento [m^2]

$$\sigma_{max} \leq \frac{S_y}{n} \quad (36)$$

σ_{max} : Esfuerzo por carga axial [Pa]

S_y : Carga axial máxima en el elemento [Pa]

n : Factor de seguridad [adimensional].

$$A \geq \frac{F \times n}{S_y} \quad (37)$$

Las variables de esta ecuación ya han sido mencionadas.

2.2.12 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MÓVIL

Se seleccionó un perfil cuadrado de lado menor a 85mm considerando que esta es la distancia entre las alas del perfil en C de las columnas por las que se desliza la estructura móvil. Se identificó la fuerza que produce esfuerzos de flexión sobre los elementos horizontales de esta estructura y el punto en que es aplicada. Se especificó el material de esta estructura y el factor de seguridad. Seguidamente se usó la ecuación 31 para calcular el mínimo módulo de sección del perfil a seleccionar.

2.2.13 REDIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA MÓVIL

Dado a que las consideraciones que se plantearon inicialmente para realizar los cálculos analíticos tuvieron que cambiarse debido a inconvenientes de interferencia entre la cadena y la estructura fija, la fuerza no se aplicará directamente sobre el perfil sino en una pieza fijada a este por medio de soldadura, con lo cual se cambió el estado de esfuerzo al que se sometería el perfil produciendo que este falle. También se observó que el cordón de soldadura falla luego de analizarse mediante el software SolidWorks. Véase la figura 70.

Debido a esto se seleccionó un perfil más robusto que permite una garganta de soldadura adecuada para unir la estructura móvil. Las simulaciones de la estructura móvil con el perfil redimensionado y la carga en su punto de aplicación definitivo muestran en las figuras 71, 72 y 73.

2.2.14 DISEÑO DE LAS PLACAS PARA MONTAR EL SWIVEL Y LAS MORDAZAS

Se calculó el espesor de una placa de 600 mm de ancho y 300 mm de profundidad. El diseño de esta placa indicó el corte en una sección en forma de círculo de radio 35 mm cuyo centro coincide con el de la placa rectangular y que servirá como alojamiento de las

mordazas. Ver figura 77. Se calculó la relación $\frac{c}{l}$ de la sección transversal de la placa en función de su espesor luego se encontró una expresión para calcular el espesor de la placa en función del momento flector producido por la carga máxima a la que se someterá la placa, del factor de seguridad, del esfuerzo de fluencia del material de la placa y del ancho y profundidad de la misma. Se definieron los valores de estas variables y se calculó el espesor de la placa, que sirvió de valor de referencia para la selección de una placa o chapa de espesor disponible comercialmente.

Se usó el mismo espesor para la placa del swivel que, según el diseño planteado, se ubica sobre la estructura móvil usando conectores roscados. Se realizaron simulaciones para ambas placas por medio del software SolidWorks.

2.2.15 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE TORNILLOS, PERNOS Y SOLDADURA

En el diseño de los cordones de soldadura se definió el valor de la altura de la garganta h usando la tabla 9-6 parte b del libro de diseño (Budynas & Nisbett, 2012) de acuerdo al espesor del material de la parte unida más gruesa. Se escogió de la tabla 9.2 del libro de diseño (Budynas & Nisbett, 2012) un patrón de soldadura apropiado y las ecuaciones a usar para cada unión a realizar. Se calculó la resistencia del material de aporte y del material base en cada caso y se realizaron simulaciones de soldadura para las estructuras fija y móvil con los valores calculados analíticamente.

Para la simulación se examinaron los cordones de soldadura más críticos presentes en la estructura, los cuales se pueden observar en las figuras 64 y 65. Para la parte móvil se realizaron los estudios de soldadura para 11 cordones, los cordones se realizaron empleando un electrodo E6011 con 1/4 pulgada de garganta. Para la parte fija se realizaron

estudios de soldadura para 4 cordones, los cuales se realizaron empleando un electrodo E6011 con 3/16 pulgada de garganta.

De otra parte, se seleccionaron tornillos para unir los elementos de soporte tanto a la base como a la estructura fija. Se tomó el valor de la carga axial en el elemento y se observó que esta carga genera esfuerzos cortantes en los pernos y se planteó la ecuación 38 para calcularlos.

$$\tau = \frac{F}{2A} \quad (38)$$

Donde

τ : Esfuerzo cortante [Pa]

F : Fuerza cortante en el perno [N]

A : Área de la sección transversal del perno [m^2]

Se usó otra expresión para el esfuerzo cortante en los pernos. Ecuación 39

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n} \quad (39)$$

Donde

τ : Esfuerzo cortante [Pa]

S_{sy} : Resistencia a la fluencia cortante [Pa]

n : Factor de seguridad [adimensional]

Se igualaron las ecuaciones 38 y 39 y se obtuvo la ecuación 40.

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{2A} \quad (40)$$

Se remplazó la ecuación del área del círculo, $\frac{\pi}{4}D^2$, en la ecuación 40 y se obtuvo la ecuación 41. Se tomó $S_{sy} = 0.577S_y$ (Budynas y Nisbett, 2012).

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{2\left(\frac{\pi}{4}D^2\right)} = \frac{2F}{(\pi D^2)} \quad (41)$$

Donde

S_{sy} : Resistencia a la fluencia cortante [Pa]

S_y : Esfuerzo de fluencia del material del perno [Pa]

D : Diámetro del material del perno [m]

F : Fuerza cortante en el perno [N]

n : Factor de seguridad [adimensional]

Finalmente se llegó a la ecuación 42 para calcular el diámetro de los pernos a usar, se especificó el valor de S_y , y se calculó el diámetro del perno con un factor de seguridad en definido.

$$D = \sqrt{\frac{2(F)n}{\pi(0.577)S_y}} \quad (42)$$

Se siguió un procedimiento similar para calcular los pernos para unir la estructura fija a la base.

Selección de tornillos para la sujeción de la carcasa del swivel

Se seleccionaron de un catálogo normalizado, tornillos que cumplan con las especificaciones de la norma ISO 4762-DIN 912 VO la cual corresponde a sujetadores roscados Allen rosca completa. De manera tentativa se escogió un tornillo M6×1 de calidad 5.8 y en caso de que no resistiera las condiciones de carga y esfuerzo a las que sería sometido entonces se probaría con un tornillo de mayor diámetro o con un material con mejores propiedades mecánicas. Se utilizó esta metodología debido a las múltiples variables desconocidas para resolver las respectivas ecuaciones y llegar a determinar el número de tornillos y el factor de seguridad de la unión (Norton, 2011).

2.2.16 DISEÑO DEL SISTEMA DE EMPUJE Y ELEVACIÓN

Habiendo seleccionado el motor de este sistema se calculó su potencia en caballos a una presión específica utilizando la ecuación 43, con los valores de torque en *lib – in* y revoluciones por minuto.

$$HP = \frac{lib - in \times RPM}{63025} \quad (43)$$

Basados en la potencia a transmitir se seleccionó la cadena adecuada de acuerdo a las tablas de capacidad del fabricante OCM, encontrando su paso adecuado y por ende el de los piñones. En el catálogo del fabricante de piñones INTERMEC se halló el número de dientes del piñón conductor y conducido incluyendo su diámetro. Con estos valores y la distancia entre centros de los piñones, ligada a la longitud comercial de la tubería de perforación a usar de 1,5 metros, se calculó la longitud de la cadena haciendo uso de la ecuación 44.

$$P = \frac{lib - in \times RPM}{63025}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_1 - N_2)^2}{4\pi^2 C/p} \quad (44)$$

Donde:

p : Paso de la cadena [mm]

C : Distancia entre centros de los piñones [mm]

N_1 : Número de dientes del piñón conductor

N_2 : Número de dientes del piñón conducido

También se diseñó un mecanismo que permite tensar la cadena usando un perno roscado con dos tuercas y soldando piezas en la parte superior e inferior de la estructura móvil en las que se unen los extremos de la cadena usando pasadores.

3. ANALISIS Y RESULTADOS

3.1 DISEÑO DEL EQUIPO DE PERFORACION

3.1.1. GENERALIDADES DEL DISEÑO

La resistencia a la compresión (Sc) de las rocas blandas está en un rango de 10 a 30 MPa. Véase la tabla 1. La resistencia a la compresión a utilizar en este proyecto será de 10 MPa. Esta resistencia a la compresión es mayor que la resistencia a la compresión del suelo más duro.

El diámetro máximo seleccionado para el actual diseño será de 4" (101.6 mm). El alcance máximo que se diseñará para la actual maquina será de 100 metros de profundidad.

3.1.1.1. FUERZA DE EMPUJE SOBRE LA BOCA

Esta fuerza de empuje debe ser suficiente para sobrepasar la resistencia a la compresión de la roca, pero no debe ser excesiva para evitar fallos prematuros o anormales en la herramienta de corte. (Instituto tecnologico GeoMinero de España, 1994)

El empuje mínimo por debajo de la cual una roca no es perforada, puede estimarse con la siguiente ecuación 5:

$$F_{min} = 28.5 * Sc * \phi \text{ (lb)} \quad (5)$$

$$F_{min} = 28.5 * 10 * 4 \text{ (lb)}$$

$$F_{min} = 1140 \text{ (lb)}$$

El empuje máximo, por encima del que se produce el enterramiento del tricono o útil de perforación. Se considera que vale el doble de la F_{min} . Ver ecuación 6.

$$F_{max} = 2 * 1140 \text{ (lb)}$$

$$F_{max} = 2280 \text{ (lb)}$$

Para el desarrollo de los cálculos de esfuerzos en la tubería se tomará un valor de fuerza de empuje de $F_{max} = 2280 \text{ (lb)} = 10.1419 \text{ (KN)}$

3.1.1.2. VELOCIDAD DE ROTACIÓN

Para el diseño del actual equipo de perforación se trabajará con una velocidad de rotación entre 80 y 100 RPM, que equivale a una velocidad recomendada para una roca tipo blanda. Véase tabla 6.

3.1.1.3. VELOCIDAD DE PENETRACIÓN

Usando la ecuación 7 se calcula la velocidad de penetración.

$$VP = \frac{63.9 * F_E N_r}{S_c^2 \phi^{0.9}} \quad (7)$$

$$VP = \frac{63.9 * 1550 * 80}{15^2 101.6^{0.9}}$$

$$VP = 550 \frac{m}{h}$$

$$VP = 9.17 \frac{m}{min}$$

3.1.1.4. TORQUE Y POTENCIA NECESARIOS PARA LA PERFORACIÓN

Ahora para definir el torque, es necesario obtener la fuerza tangencial tomando en cuenta la geometría de la herramienta con diámetro de 4" y ángulo de hélice de 30°.

$$F_t = \frac{F_{max}}{\tan 30^\circ} = \frac{10141.9 \text{ (N)}}{\tan 30^\circ} \quad (8)$$

$$F_t = 17566.28 \text{ N} = 17.56 \text{ KN}$$

El torque se obtiene por medio de la ecuación 9:

$$T = F_t * R \quad (9)$$

Por lo tanto, se tiene que:

$$T = 17566.28 \text{ N} * (2 * 0.0254) \text{ m}$$

$$T = 17566.28 \text{ N} * 0.0508 \text{ m}$$

$$T = 892.36 \text{ N} - \text{m}$$

Seguidamente con el torque necesario para producir la perforación se definirá la potencia requerida a través de la ecuación 10

$$P = T \times w \quad (10)$$

La velocidad angular recomendada es de:

$$w = \left(88 \frac{rev}{min}\right) \times \left(\frac{2\pi}{1} rev\right) \times \left(\frac{1min}{60s}\right)$$

$$w = \left(88 \times \frac{\pi}{30}\right) \frac{rad}{seg}$$

$$w = 9.2153 \frac{rad}{seg}$$

Por lo tanto, la potencia requerida para producir la perforación será de:

$$P = (892.36 \text{ N} - \text{m}) \times \left(9.2153 \frac{rad}{seg}\right)$$

$$P = 8223.39 \text{ W}$$

$$P = 8.2233 \text{ Kw}$$

$$P = 11.18 \text{ Hp}$$

3.1.2 ANÁLISIS DE CARGAS EXTERNAS SOBRE EL SWIVEL

Análisis de cargas externas aplicadas sobre el sistema se analizará en dos situaciones de trabajo distintas.

a) Primera situación de trabajo: esta situación de trabajo se presenta cuando la estructura móvil está descendiendo.

$$F \text{ trabajo} = F_{max} = 2280 \text{ lb} = 10.1419 \text{ KN}$$

Para el presente análisis se considerará la existencia de varios factores que modifican esta fuerza de compresión, por ejemplo: el tipo de suelo, la temperatura, etc.

Para fines de cálculo se realizará un aumento de la tercera parte de la fuerza de empuje, por lo tanto, se tiene que:

$$Fe = \frac{4}{3} F_{trabajo} = 13.52 \text{ KN}$$

b) Segunda situación de trabajo: Esta situación de trabajo se presenta cuando la sarta de perforación está ascendiendo y se presenta una fuerza de tensión en el cabezal tiene la tubería y broca de perforación suspendidas, por el efecto de extracción del equipo.

Calculo del peso de la tubería de perforación ($W_{\text{tubería}}$)

La tubería seleccionada para el actual equipo de perforación es una tubería AW. El peso máximo de la tubería se presentará cuando la longitud sea de 100 metros de profundidad.

De la figura 15 se obtienen las dimensiones y características de la tubería seleccionada.

Las cuales son:

$$D_{ext} = 1 \frac{3}{4} \text{ " } = 44.44 \text{ mm}$$

$$D_{int} = 1 \frac{1}{4} \text{ " } = 31.75 \text{ mm}$$

$$Longitud = 1,5 \text{ m} = 5 \text{ ft}$$

$$Peso = 4.26 \frac{\text{Lbf}}{\text{ft}} = 6.3278 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$Capacidad = 23.1 \frac{l}{30 \text{ m}}$$

$$(W_{\text{tubería}}) = \text{peso de la tubería} * H_{\text{max}} * \text{gravedad}$$

$$(W \text{ tubería}) = 6.3278 \frac{Kg}{m} * 100 \text{ m} * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$(W \text{ tubería}) = 6207.57 \text{ N} = 6.2075 \text{ KN}$$

- **Calculo del peso del barrenado**

$$D_{ext} = 4" = 101.6 \text{ mm}$$

$$D_{int} = 1 \frac{3}{4} " = 44.44 \text{ mm}$$

$$Longitud = 0.2 \text{ m}$$

$$\rho_{acero} = 7850 \frac{Kg}{m^3}$$

$$W_{barreno} = \rho * volumen * gravedad$$

$$W_{barreno} = \rho_{ac} * \frac{\pi}{4} * (D_{ext}^2 - D_{int}^2) * l * g$$

$$W_{barreno} = 7850 \frac{Kg}{m^3} * \frac{\pi}{4} * (0.1016^2 - 0.0444^2) m^2 * 0.2 \text{ m} * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{barreno} = 101 \text{ N}$$

- **Calculo del peso del terreno impregnado en el barrenado**

$$\rho_{terreno \text{ arenoso}} \sim 2500 \frac{Kg}{m^3}$$

$$W_{terreno} = \rho * volumen * gravedad$$

$$W_{terreno} = \rho_{ac} * \frac{\pi}{4} * (D_{barreno}^2) * l_{barreno} * g$$

$$W_{terreno} = 2500 \frac{Kg}{m^3} * \frac{\pi}{4} * (0.1016^2) m^2 * 0.2 \text{ m} * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{terreno} = 39.76 \text{ N}$$

$$W_{terreno} \sim 40 \text{ N}$$

- **Calculo del peso del lodo en el espacio anular entre el barrenado y la tubería.**

$$\text{Considerando un lodo de perforación de densidad: } \rho_{lodo} = 1.08 \frac{gr}{cm^3} = 1080 \frac{Kg}{m^3}$$

$$W_{lodo} = \rho_{lodo} * h_{max} * Area_{espacio\ anular} * gravedad$$

$$W_{lodo} = 1080 \frac{Kg}{m^3} * 100\ m * \frac{\pi}{4} * (0.1016^2 - 0.0444^2) m^2 * 9.81\ m/s^2$$

$$W_{lodo} = 6949\ N$$

$$W_{lodo} = 6.94\ KN$$

- **Calculo del peso del lodo en el interior de la tubería de perforación.**

$$W_{lodo} = \rho_{lodo} * h_{max} * Area_{interior\ de\ la\ tuberia} * gravedad$$

$$W_{lodo} = 1080 \frac{Kg}{m^3} * 100\ m * \frac{\pi}{4} * (0.03175^2) m^2 * 9.81\ m/s^2$$

$$W_{lodo} = 838\ N$$

- Por lo tanto, la fuerza de tensión aplicada en el cabezal de rotación será:

$$F_{tc} = W_{tuberia} + W_{barreno} + W_{terreno} + W_{lodo}$$

$$F_{tc} = 6207\ N + 101\ N + 40\ N + 6949\ N + 838\ N$$

$$F_{tc} = 14135\ N$$

$$F_{tc} = 14.13\ KN$$

3.1.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES OLEOHIDRÁULICOS

3.1.3.1 SELECCIÓN DEL MOTOR ENCAGADO DE LA ROTACIÓN

Usando un catálogo de la marca Eaton, la cual tiene distribuidores en Colombia, se identifica un motor hidráulico que se adapte a los requerimientos de diseño.

Del catálogo de motores hidráulicos Eaton LSHT se selecciona un motor Disc Valve 6000 series de la serie Char-Lynn con desplazamiento de $805\ cm^3/rev$ ($49\ in^3/rev$) el cual entrega un torque continuo $T=1196\ N\cdot m$ a 87 RPM con un flujo de 20 GPM a 10,3 MPa de presión de trabajo. La presión máxima de trabajo que se le puede aplicar a este motor a 20 GPM será de 1750 PSI. Ver figura 17.

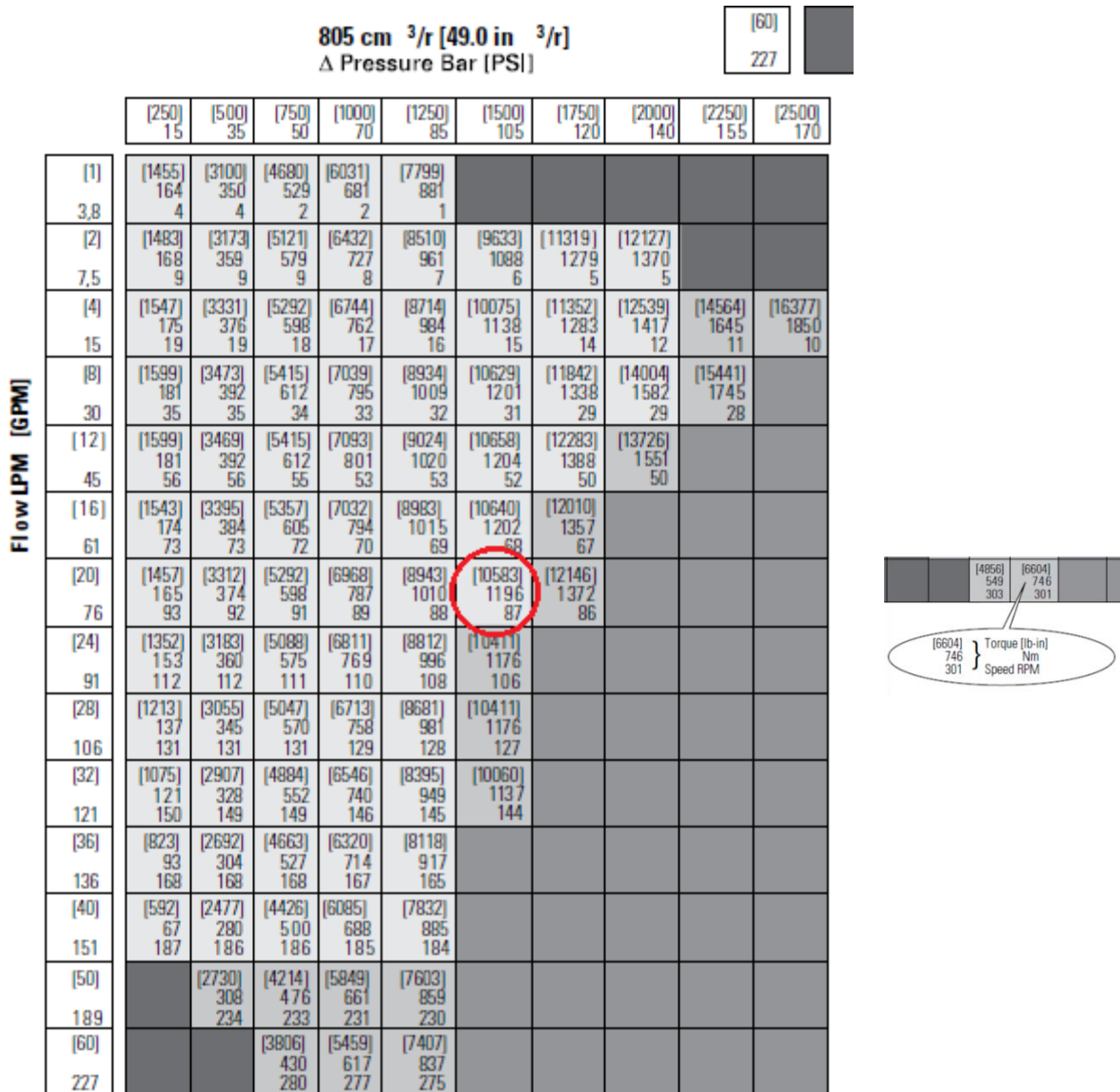


Figura 17. Datos de rendimiento del motor hidráulico seleccionado

Fuente: EATON, (2017)

La figura 18 muestra un esquema del motor encargado de la rotación seleccionado.

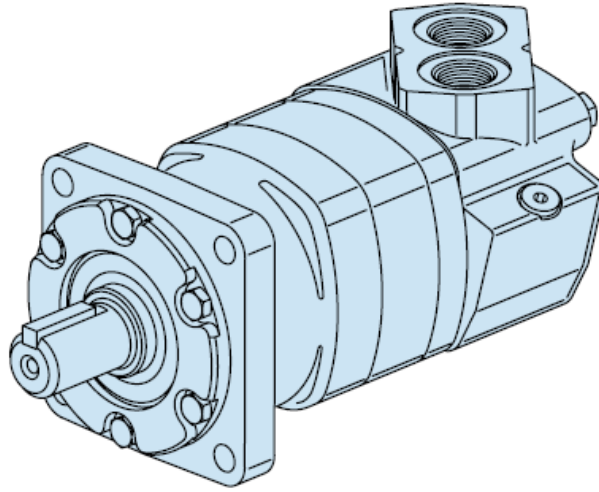


Figura 18. Motor hidráulico seleccionado, Eaton 6000 series

Fuente: EATON, (2017)

3.1.3.2 SELECCIÓN DEL MOTOR DEL SISTEMA DE EMPUJE Y ELEVACIÓN

Se necesita una fuerza de empuje de $F_e = 10140 \text{ N}$ y una fuerza de retroceso $F_{tc} = 14135 \text{ N}$ tal como se había calculado anteriormente. Esta fuerza será transmitida al motor por medio de un mecanismo piñón-cadena. Por lo tanto, se calcula el torque necesario del motor del sistema de elevación y empuje acoplado a un piñón de 120 mm de diámetro exterior.

El torque se obtiene por medio de la ecuación 13

$$T = (14135 \text{ N})(0,06 \text{ m}) \quad (13)$$

$$T = 848.1 \text{ N} - \text{m}.$$

El motor hidráulico del sistema de empuje y elevación suministra la velocidad de penetración del sistema la cual fue calculada como $Vp = 9,17 \frac{\text{m}}{\text{min}}$.

Ahora procedemos a calcular la velocidad de rotación necesaria en el segundo motor hidráulico partiendo de la ecuación 11:

$$W = \frac{V}{R} \quad (11)$$

$$W = \frac{9,17 \text{ m/min}}{(0,06 \text{ m})}$$

$$W = 152,83 \text{ rad/min}$$

$$W = 152,83 \left(\frac{\text{rad}}{\text{min}} \right) \left(\frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \right)$$

$$W = 24,32 \text{ RPM}$$

Por lo tanto, la velocidad angular máxima del segundo motor hidráulico deberá ser 24 RPM con un torque de $T = 848.1 \text{ N-m}$

Del catálogo de motores hidráulicos Eaton LSHT se selecciona un motor Disc Valve 2000 series con desplazamiento de $490 \text{ cm}^3/\text{rev}$ ($23.3 \text{ in}^3/\text{rev}$) el cual entrega un torque continuo $T = 835 \text{ N-m}$ a 22 RPM con un flujo de 4 GPM a 1750 PSI de presión de trabajo. Véanse las figuras 19 y 20.

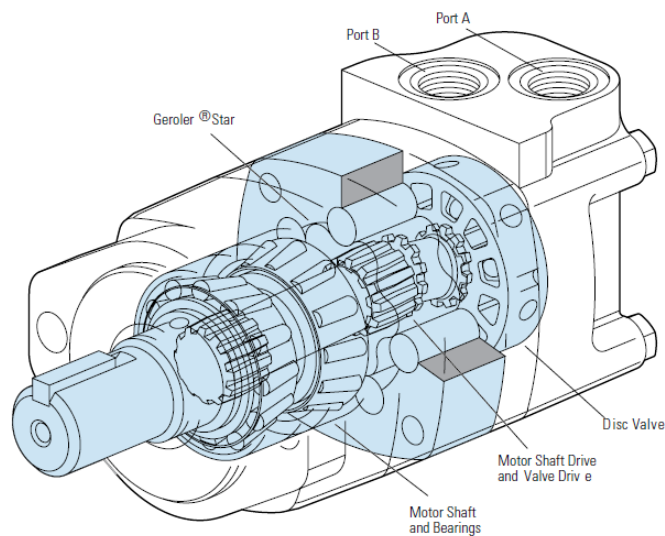


Figura 19. Motor hidráulico Eaton 2000 series

Fuente: EATON, (2017)

490 c3m/r [29.3/8r] in ΔPressure Bar [PSI]								
	[250]	[500]	[750]	[1000]	[1250]	[1500]	[1750]	[2000]
	155	35	50	70	85	105	120	140
Flow LPM [GPM]	[.5] 1,9	[670] 75 2	[1600] 180 1					
	[1] 3,8	[920] 105 7	[2000] 225 6	[2990] 340 5	[3900] 440 4	[4880] 550 2		
	[2] 7,5	[950] 105 14	[2060] 235 13	[3110] 350 12	[4080] 460 10	[5110] 575 9	[6320] 715 7	
	[4] 15	[980] 110 30	[2130] 240 29	[3230] 365 28	[4270] 480 27	[5350] 605 26	[6370] 720 24	[7380] 835 22
	[6] 23	[980] 110 45	[2120] 240 44	[3230] 365 43	[4300] 485 42	[5370] 605 41	[6420] 725 39	[7470] 845 37
	[8] 30	[980] 110 61	[2110] 240 60	[3220] 365 59	[4330] 490 58	[5400] 610 57	[6470] 730 55	[7550] 855 52
	[10] 38	[920] 105 76	[2050] 230 75	[3170] 360 74	[4300] 485 73	[5390] 610 72	[6460] 730 70	[7550] 855 68
	[12] 45	[860] 95 91	[1990] 225 90	[3120] 355 90	[4260] 480 89	[5370] 605 87	[6460] 730 85	[7560] 855 84
	[14] 53	[790] 90 106	[1930] 220 105	[3055] 345 105	[4185] 475 104	[5300] 600 102	[6400] 725 100	
	[16] 61	[720] 80 122	[1870] 210 121	[2990] 340 120	[4110] 465 119	[5230] 590 118	[6340] 715 116	
	[18] 68	[630] 70 137	[1770] 200 136	[2890] 325 135	[4020] 455 134	[5140] 580 133	[6260] 705 131	

Figura 20. Datos de rendimiento motor hidráulico Eaton 2000 series

Fuente: EATON, (2017)

El torque del motor hidráulico podrá variar de 720 N-m a 1500 PSI hasta un torque intermitente de 900 N-m a 2000 PSI y la velocidad de rotación podrá variar de 24 a 7 RPM dependiendo de si se le suministra un caudal suministrado.

3.1.3.3 BLOQUE DE VÁLVULAS DIRECCIONAL, DE ALIVIO Y ANTI-RETORNO

Se seleccionó la válvula direccional 4/3 de mando doble con centro tándem accionada por palanca (ver figura 21). El pasaje abierto del centro de la válvula permite que el fluido pase de una válvula a otra cuando esto se requiera, que accione ambos carretes de la válvula simultáneamente o que el fluido sea conducido al tanque.

Además de las dos válvulas direccionales el bloque cuenta con una válvula de alivio que puede ser regulada desde 1500 psi hasta 3000 psi, Ver figura 22, y con dos válvulas anti-retorno, o cheque de carga que evita el flujo de aceite desde el motor hacia el puerto de entrada en caso que la presión en la línea de trabajo esté por debajo de la que genera la carga sobre el actuador o por si accionan las palancas mientras la bomba esté apagada.

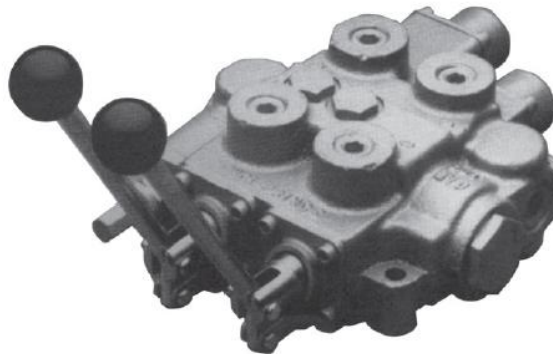


Figura 21. Válvula direccional RD 5200

Fuente: Prince Manufacturing Corporation, (2017)

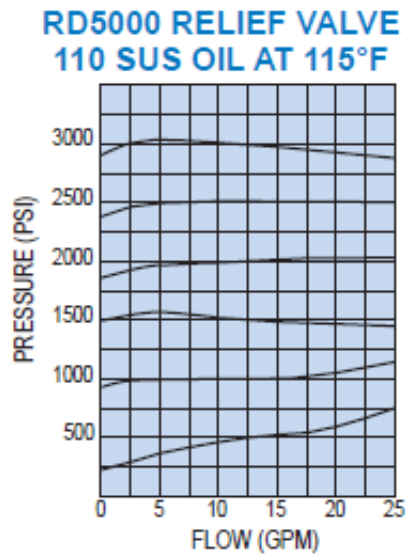


Figura 22. Curvas de operación de la válvula de alivio

Fuente: Prince Manufacturing Corporation, (2017)

La válvula direccional RD 5200 tiene cuatro puertos para conectar las mangueras y requieren de un fluido hidráulico con viscosidad mínima de 110 SUS, esto es grado ISO 22. Se deben tener en cuenta las pérdidas de un puerto a otro con respecto al caudal de trabajo que por requerimientos del motor hidráulico es de 20 GPM, En la figura 23 se muestran dichas pérdidas que son importantes para la selección de la bomba.

RD5200 TWO SPOOL VALVE
PRESSURE DROP VALUES

110 SUS OIL AT 115°F				
FLOW (GPM)	Δ P-PSI			
	INLET TO OUTLET	INLET TO WORK PORTS	A OR B TO OUTLET	C OR D TO TO OUTLET
5	3	11	2	2
10	8	22	8	5
15	16	38	15	11
20	28	57	27	19
25	44	83	43	29

Figura 23. Pérdidas de presión de la válvula direccional seleccionada

Fuente: Prince Manufacturing Corporation, (2017)

3.1.3.4 SELECCIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL

Se selecciona una válvula con caudal de trabajo de 80 l/min y una presión máxima de 50 MPa. En la figura 24 se muestra la válvula seleccionada.

La referencia de la esta válvula es HAWEED41 modelo ED41, ver figura 25.

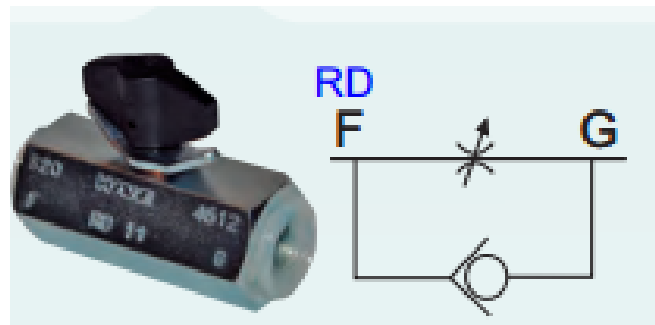


Figura 24. Válvula reguladora de caudal

Fuente: HAWE HIDRAULIK, (2014)

Referencia	Modelo	P. máx.	L/min	Rosca	PVP
HAWEED11	ED11	500 bar	12	1/4	
HAWERD11	RD11	500 bar	12	1/4	
HAWERDF11	RDF11	500 bar	12	1/4	
HAWEED21	ED21	500 bar	30	3/8	
HAWERD21	RD21	500 bar	30	3/8	
HAWERDF21	RDF21	500 bar	30	3/8	
HAWEED31	ED31	500 bar	60	1/2	
HAWERD31	RD31	500 bar	60	1/2	
HAWERDF31	RDF31	500 bar	60	1/2	
HAWEED41	ED41	500 bar	80	3/4	
HAWERD41	RD41	500 bar	80	3/4	
HAWERDF41	RDF41	500 bar	80	3/4	
HAWEED51	ED51	500 bar	130	1"	
HAWERD51	RD51	500 bar	130	1"	
HAWERDF51	RDF51	500 bar	130	1"	

Figura 25. Referencias de válvulas reguladoras de caudal

Fuente. HAWE HIDRAULIK. (2014)

3.1.3.5 SELECCIÓN DE LAS MANGUERAS

Usando la ecuación 14 y la tabla 6 se calcula el diámetro de las mangueras.

Para la aspiración se escoge la velocidad de $1,3 \frac{m}{s}$.

$$d_{succión} = \sqrt{\frac{(4)(76 LPM)}{\pi \left(1,3 \frac{m}{s}\right)}}$$

$$d_{succión} = \sqrt{\frac{(4)(76 LPM) \left(\frac{10^{-3}m^3}{1 l}\right)}{\pi \left(1,3 \frac{m}{s}\right) \left(\frac{60 s}{1 min}\right)}}$$

$$d_{succión} = 0,03522 m$$

Para la impulsión se escoge la velocidad de $5 \frac{m}{s}$ ya que se trabajará a una presión de 120 bares.

$$d_{impulsión} = \sqrt{\frac{(4)(76 LPM) \left(\frac{10^{-3}m^3}{1 l}\right)}{\pi \left(5 \frac{m}{s}\right) \left(\frac{60 s}{1 min}\right)}}$$

$$d_{impulsión} = 0,01796 m$$

Para el retorno se escoge la velocidad de $4,5 \frac{m}{s}$

$$d_{retorno} = \sqrt{\frac{(4)(76 LPM) \left(\frac{10^{-3}m^3}{1 l}\right)}{\pi \left(4,5 \frac{m}{s}\right) \left(\frac{60 s}{1 min}\right)}}$$

$$d_{retorno} = 0,01893 m$$

Los datos técnicos de las mangueras se obtienen de un catálogo comercial de la marca Airflex, ver figura 26. Para la impulsión y retorno se seleccionan mangueras con diámetros internos y externos de 19 mm y 27,7 respectivamente y para la succión se selecciona una de diámetro interno de 32 mm y 43,5 mm de diámetro externo.

Otras características de estas mangueras son:

Material del tubo Interno: Politetrafluoroetileno liso (P.T.F.E)

Cubierta: 1 malla de hilo de alambre de acero inoxidable AISI 304

Temperatura de utilización: -73°C +204°C

DiametroInt.	Diametro Interior		Diametro Exterior		Presion Trabajo		Presion Ruptura		Radio min. Curvatura	
pulg.	mm	pulg	mm.	pulg.	bar	psi	bar	psi	mm.	pulg.
3/16"	4.8	0.188	11.8	0.465	207	3,000	828	12,000	89	3.5
1/4"	6.3	0.25	13.4	0.528	190	2,750	759	11,000	102	4
5/16"	8	0.312	15	0.591	172	2,500	690	10,000	114	4.5
3/8"	9.5	0.375	17.4	0.685	155	2,250	621	9,000	127	5
1/2"	12.7	0.5	20.6	0.811	138	2,000	552	8,000	178	7
5/8"	16	0.625	23.7	0.933	103	1,500	414	6,000	203	8
3/4"	19	0.75	27.7	1.091	86	1,250	345	5,000	241	9.5
1"	25.4	1	35.6	1.402	69	1,000	276	4,000	305	12
1.1/4"	32	1.25	43.5	1.713	43	625	172	2,500	419	16.5
1.1.2"	38	1.5	50.6	1.992	41	600	138	2,000	508	20
2"	50.8	2	64	2.52	34	500	124	1,800	635	25

Figura 26. Datos técnicos de mangueras hidráulicas

Fuente: Airflex, comercial e industrial, (2017)

Se debe recalcular la velocidad con los valores de los diámetros seleccionados usando la ecuación 15.

Para la línea de presión y descarga:

$$V = \frac{(4)(76 \frac{l}{min}) \left(\frac{10^{-3} m^3}{1 l} \right) \left(\frac{1 min}{60 s} \right)}{\pi \times (0,019 m)^2}$$

$$V = 4,5 \frac{m}{s}$$

Para la succión:

$$V = \frac{(4)(76 \frac{l}{min}) \left(\frac{10^{-3} m^3}{1 l} \right) \left(\frac{1 min}{60 s} \right)}{\pi \times (0,032 m)^2}$$

$$V = 1,575 m/s$$

3.1.3.6 SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA

Los motores hidráulicos seleccionados de rotación y del sistema de empuje y elevación necesitan de una presión de 1500 psi y 1750 psi, respectivamente. La bomba a seleccionar que debe generar dicha presión a la que se suman las pérdidas en las mangueras, válvulas y demás accesorios. La selección de la bomba también está condicionada al caudal del motor de rotación ya que mayor al del otro motor. Acorde a estos planteamientos la bomba del equipo perforador debe entregar un caudal mínimo de 20 GPM (76 LPM) y generar 1750 psi (10,5 MPa) más una presión adicional de acuerdo a las pérdidas por tuberías y accesorios.

Para el cálculo de las pérdidas por longitud de tubería se usa la expresión de Darcy-Weisbach. Ecuación 16

Para obtener número de Reynolds calculado entre la entrada y salida del motor se usa la ecuación 17 obteniéndose el siguiente valor adimensional.

$$Re = \frac{\left(4,5 \frac{m}{s}\right) (0,019m)}{\left(46 \frac{mm^2}{s}\right) \left(\frac{1m^2}{10^6 mm^2}\right)}$$

$$R = 1859$$

Debido a que $Re < 2000$ entonces $f = \frac{64}{Re}$ se puede usar la ecuación 18 para calcular el factor de rugosidad f

$$f = \frac{64}{1859}$$

$$f = 0,034$$

Las pérdidas de carga por cada metro de mangueras en los tramos de presión y retorno se calculan de acuerdo a su respectiva velocidad y diámetro remplazando esos valores en la ecuación 16.

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{\text{presión y descarga}} = 0,034 \times \frac{1}{0,019m} \times 0,832 \frac{Kg}{l} \times \frac{1l}{10^{-3}m^3} \times \frac{\left(4,5 \frac{m}{s}\right)^2}{2}$$

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{\text{presión y descarga}} = 15075 \frac{Kg}{m^2 s^2} = 15075 \frac{Pa}{m} = 0,015075 \frac{MPa}{m}$$

Se usarán 14 metros de mangueras entre para la tubería de presión y descarga de los dos motores.

La presión total que debe proporcionar la bomba incluyendo las pérdidas por tuberías y por el bloque de válvulas se muestra en la tabla 8.

Tabla 8. Presión que debe proporcionar la bomba

Presión requerida por el motor hidráulico		12 MPa
Pérdidas de presión en el bloque de válvulas	De la entrada a la salida	0,193 MPa
	De la entrada a los puertos los de trabajo	0,393 MPa
	Del puerto A o B a la salida	0,186 MPa
	Del puerto C o D a la salida	0,131 MPa
Pérdida de carga en el conducto entre bomba y motor 1		0,06 MPa
Pérdida de carga en el conducto entre bomba y motor 2		0,06 MPa
Pérdida de carga en el conducto entre el motor 1 y tanque		0,06 MPa
Pérdida de carga en el conducto entre el motor 2 y tanque		0,06 MPa
PRESIÓN TOTAL NECESARIA		13,1 MPa

Fuente: Autores, (2017)

De esta forma se debe seleccionar una bomba que proporcione un caudal de 20 GPM o mayor y una presión de 13,1 MPa o mayor.

Se selecciona una bomba de engranajes externos de la marca Eaton Series 26. En la figura 27 se observa la cilindrada de una bomba que cumple con la presión y caudal requeridos.

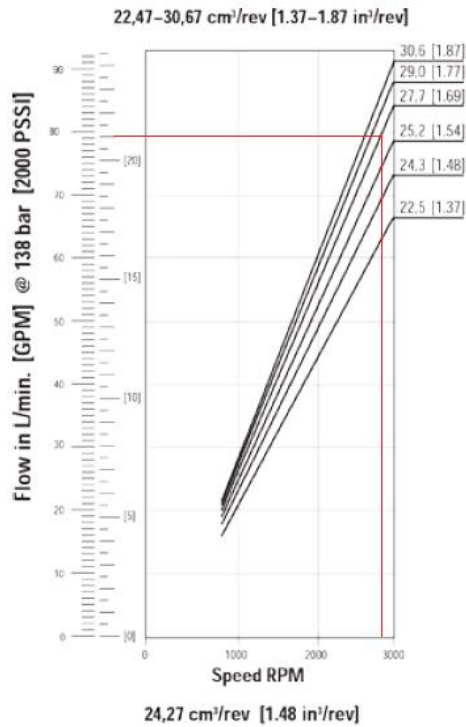


Figura 27. Bombas Eaton series 26

Fuente: EATON, (2017)

Se observa que una bomba de 27,7 cm³/rev a 2800 rpm, proporcionara un caudal satisfactorio.

Ahora se obtiene la potencia requerida por la bomba con los valores de cilindrada y rpm ya encontrados, obteniendo una potencia un poco menor de 16 kW (21 HP) figura (28) y que servirá de referencia para seleccionar el motor de combustión interna que moverá el sistema hidráulico. La bomba seleccionada se muestra en la figura (29)

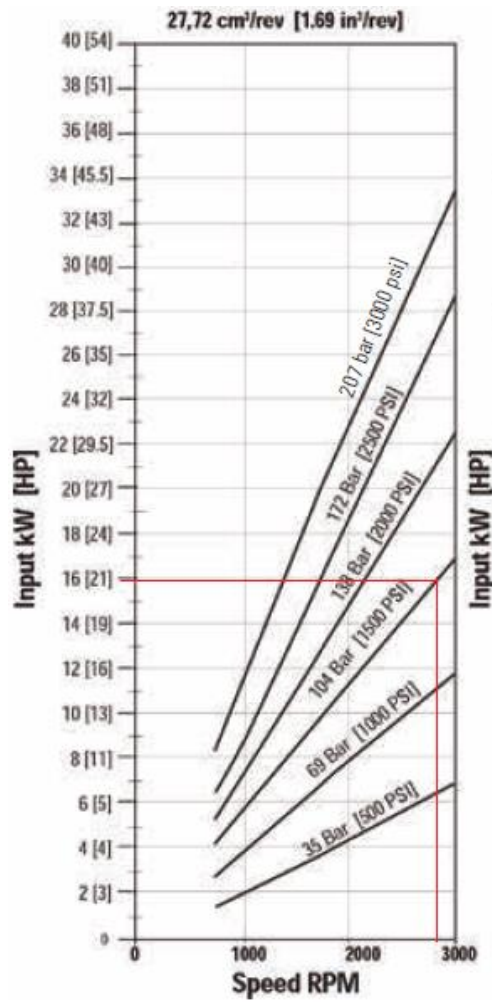


Figura 28. Graficas de rendimiento de la bomba seleccionada

Fuente: Eaton, (2017)



Figura 29. Bomba hidráulica Eaton series 26

Fuente: EATON, (2017)

3.1.3.7 SELECCIÓN DEL TANQUE HIDRÁULICO

El tanque seleccionado es de 40 galones de la marca Mannesmann y se consigue con todos sus accesorios incorporados: filtro de llenado y aireador, visor de nivel máximo y mínimo, placa separadora retorno – aspiración, tapón de vaciado, tapa para limpieza.

3.1.3.8 SELECCIÓN DEL ACEITE HIDRÁULICO, ACONDICIONADORES Y ACCESORIOS

Aceite hidráulico, manómetro, filtro

El fluido hidráulico seleccionado es el aceite hidráulico Shell Tellus S4 ME HM/46, su viscosidad es de 46 cst a 40 °C.

Por otra parte, se selecciona un manómetro con rango de medición de presión de 0 a 2300 psi ya que se toma como referencia la presión de funcionamiento de los motores que es de 1500 psi y 1750 psi.

En la figura 30 se muestra el manómetro seleccionado, cuya carcasa es de acero inoxidable y su acoplamiento se hace mediante una rosca NPT de ¼ de pulgada. Así también se selecciona un filtro de retorno de 15 μ m.



Figura 30. Manómetro análogo

Fuente: STAUFF, (2012)

3.1.4 CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR BANDAS Y POLEAS

El motor de combustión interna moverá la bomba hidráulica por lo que se debe seleccionar un motor estacionario cuya potencia de salida sea igual o mayor a la potencia de requerida por la bomba. De esta manera el motor debe tener una potencia mínima de 21 Hp.

Se selecciona un motor estacionario de combustión interna de referencia GX 660 de la marca Honda. Figura 31.



Figura 31. Motor de combustión interna GX 660

Fuente: (Honda , 2013)

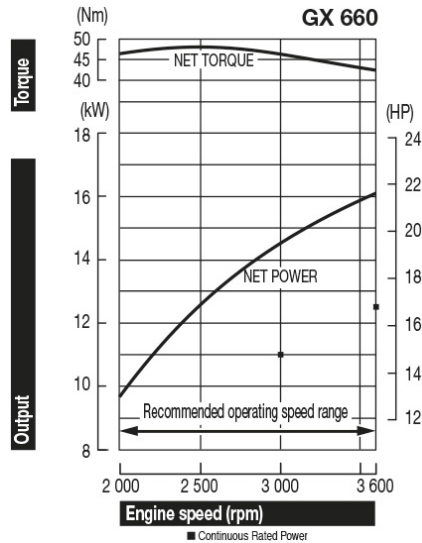


Figura 32. Curva de potencia del motor Honda G660

Fuente: (Honda , 2013)

Se hace la observación de que no se debe acoplar el eje del motor directamente al de la bomba hidráulica, debido a que el motor ofrece la potencia requerida a 3600 revoluciones por minuto y la bomba no está diseñada para trabajar a esa velocidad, sino a una velocidad máxima de 3000 rpm por lo que es necesario usar un sistema de transmisión de potencia que permita que la bomba trabaje a 3000 rpm sin disminuir la potencia entregada por el motor. Para resolver esta situación se usa una transmisión por bandas y poleas la cual se diseña a continuación.

Para bombas rotativas de servicio intermitente el factor de servicio común es 1,2 por lo que la potencia de servicio es de $1,2 \times 21Hp$ lo que equivale a $25,2 Hp$. (Intermec , 2013)

Usando la figura 33, tablas para selección del tipo de correa, se localiza en el eje vertical el valor de las rpm del motor y sobre el eje horizontal se ubica la potencia de diseño. Al cruzar estas dos variables se encuentra el tipo de correa más adecuado. Se obtiene una correa en V tipo A.

En la figura 33 se muestran las dimensiones de la sección transversal de una correa tipo A estándar.

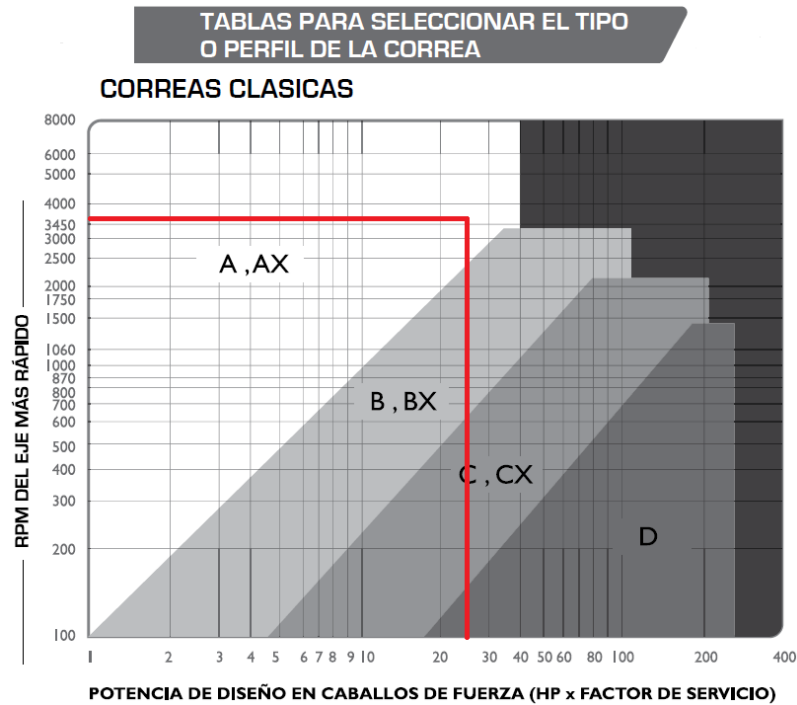


Figura 33. Selección del tipo o perfil de la cadena.

Fuente: (Intermec , 2013)

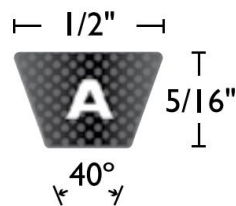


Figura 34. Sección de correa en V tipo A.

Fuente: (Intermec , 2013)

Consultando las tablas de capacidad de transmisión por canal en Hp para correas tipo A, figura 35, se selecciona la polea conductora con diámetro de 140 mm la cual debe ser de

tres canales para que sea capaz de transmitir 24,99 Hp, esto es una potencia un poco menor que la potencia de diseño de 25,2 hp pero se considera apropiada.

Los 24,99 Hp se obtienen al multiplicar 8,33 de una polea de un solo canal por el número de canales requeridos que en este caso son 3 canales. La referencia de la polea conductora seleccionada es PQ3A140.

TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)								CORREAS TIPO A
Diámetro exterior de la Polea Motriz [en milímetros]								RPM del Eje más Rápido
135	140	150	160	165	170	175	190	
0,26	0,27	0,30	0,33	0,34	0,36	0,37	0,40	50
0,48	0,50	0,56	0,61	0,64	0,68	0,69	0,74	100
1,90	2,22	2,25	2,48	2,53	2,70	2,82	3,04	500
2,22	2,45	2,63	2,90	3,03	3,16	3,30	3,56	600
2,52	2,78	3,00	3,30	3,45	3,60	3,75	4,05	700
2,80	3,10	3,34	3,68	3,85	4,02	4,20	4,53	800
3,10	3,40	3,66	4,06	4,25	4,44	4,62	5,00	900
3,37	3,70	4,00	4,42	4,63	4,84	5,04	5,44	1000
3,64	3,97	4,33	4,78	5,00	5,22	5,44	5,88	1100
3,90	4,24	4,50	5,00	5,22	5,45	5,68	6,13	1160
3,90	4,25	4,64	5,12	5,36	5,60	5,83	6,30	1200
4,15	4,48	4,94	5,45	5,70	5,96	6,20	6,70	1300
4,40	4,73	5,23	5,78	6,05	6,30	6,53	7,10	1400
4,63	4,93	5,52	6,10	6,37	6,65	6,93	7,48	1500
4,86	5,18	5,80	6,40	6,70	6,98	7,27	7,84	1600
5,10	5,40	6,05	6,68	7,00	7,30	7,60	8,20	1700
5,20	5,53	6,18	6,83	7,14	7,45	7,76	8,36	1750
5,30	5,64	6,30	6,96	7,30	7,60	7,90	8,53	1800
5,50	5,77	6,56	7,23	7,57	7,80	8,22	8,85	1900
5,70	6,03	6,80	7,50	7,84	8,17	8,50	9,15	2000
5,90	6,20	7,03	7,74	8,10	8,44	8,78	9,44	2100
6,10	6,38	7,24	7,98	8,34	8,70	9,04	9,70	2200
6,27	6,57	7,45	8,20	8,57	8,93	9,28	9,96	2300
6,45	6,76	7,65	8,42	8,80	9,16	9,50	10,20	2400
6,77	7,10	8,02	8,80	9,20	9,57	9,93	10,62	2600
7,06	7,40	8,35	9,15	9,54	9,90	10,28	10,97	2800
7,30	7,66	8,63	9,44	9,83	10,20	10,56	11,23	3000
7,53	7,90	8,87	9,68	10,06	10,43	10,77	11,42	3200
7,72	8,10	9,06	9,86	10,23	10,58	10,90	11,51	3400
7,80	8,18	9,13	9,92	10,30	10,63	10,95	11,53	3500
7,87	8,33	9,30	10,03	10,37	10,67	10,96	11,43	3600
7,98	8,44	9,30	10,03	10,37	10,67	10,96	11,43	3800
8,06	8,50	9,32	10,02	10,33	10,61	10,85	11,24	4000
8,10	8,52	9,30	9,95	10,22	10,45	10,66	10,95	4200
8,08	8,50	9,22	9,80	10,04	10,23	10,38	10,55	4400

Figura 35. Capacidad de transmisión de potencia de correas tipo A.

(Intermec , 2013)

Se calcula la relación de velocidad usando la ecuación 19.

$$relación\ de\ velocidad = \frac{rpm\ del\ motor}{rpm\ de\ la\ bomba} = \frac{3600}{3000}$$

$$Relación\ de\ velocidad = 1,2$$

El diámetro de la polea conducida se obtiene multiplicando el diámetro de la polea conductora por la relación de velocidad.

$$\text{Diámetro de la polea conducida} = 140 \text{ mm} \times 1,2 = 168 \text{ mm}$$

De este modo el diámetro externo de la polea conductora es 170 mm debido a que es el diámetro estándar más cercano 168 mm. La referencia de la polea conducida seleccionada es PQ3A170. Ver figura 36.

POLEAS TIPO

A

DIMENSIONES DE POLEAS PARA BUJES QD

3 CANALES

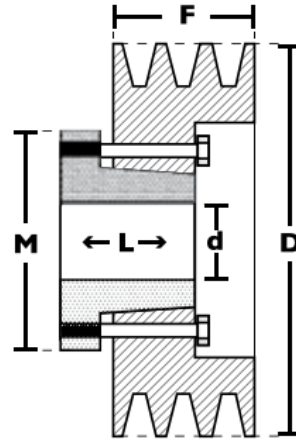
Ancho (F) = 50.8 mm

Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Hueco máximo con cuerpo estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del bujes en mm (M)	Modelo	Peso sin Bujes en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
2,5	65	PQ 3A65	ja	25,4	1	27	50	T1	1,6
2,8	70	PQ 3A70	ja	25,4	1	27	50	T1	2,0
3,0	75	PQ 3A75	sh	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,2
3,1	80	PQ 3A80	sh	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,5
3,3	85	PQ 3A85	sh	34,9	1-3/8	33	70	T1	2,8
3,6	90	PQ 3A90	sh	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,0
3,9	100	PQ 3A100	sh	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,1
4,1	105	PQ 3A105	sh	34,9	1-3/8	33	70	T1	3,3
4,3	110	PQ 3A110	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	3,3
4,5	115	PQ 3A115	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	3,5
4,7	120	PQ 3A120	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	3,7
5,0	125	PQ 3A125	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	4,0
5,1	130	PQ 3A130	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	4,1
5,3	135	PQ 3A135	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	4,3
5,6	140	PQ 3A140	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	4,9
6,0	150	PQ 3A150	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	5,9
6,3	160	PQ 3A160	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	6,1
6,5	165	PQ 3A165	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	6,3
6,7	170	PQ 3A170	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	6,6
6,9	175	PQ 3A175	sds	42,9	1-11/16	35	80	T1	6,8
7,0	180	PQ 3A180	sk	54,0	2-1/8	50	100	T2	9,2
7,5	190	PQ 3A190	sk	54,0	2-1/8	50	100	T2	9,9
8,0	200	PQ 3A200	sk	54,0	2-1/8	50	100	T2	10,6
9,0	230	PQ 3A230	sk	54,0	2-1/8	50	100	T3	11,9
9,9	250	PQ 3A250	sk	54,0	2-1/8	50	100	T3	11,2

Figura 36. Polea conductora seleccionada.

(Intermec , 2013)

El fabricante de las poleas aquí seleccionadas también provee los elementos necesarios para fijar las poleas a los ejes. Estos elementos son los bujes QD cuya referencia para ambas poleas es sds y modelo T1. El montaje de la polea en su respectivo eje usando los bujes QD modelo T1 de Intermec se muestra en la figura 37.



Modelo T1

Figura 37. Montaje de la polea al eje

(Intermec , 2013)

Calculo de la distancia entre centros de los ejes

Para la mayoría de las transmisiones por correas en “V” la distancia entre centros recomendada se obtiene sumando el diámetro el diámetro de la polea menor con el de la polea mayor y multiplicando el resultado por 1,5. Sin embargo, la distancia podrá ajustarse según los requerimientos del montaje hasta máximo dos veces la suma de los diámetros de las poleas y mínimo 0,7 veces. (Intermec , 2013)

Siguiendo esta recomendación la distancia entre centros de los ejes de la transmisión entre motor y bomba se calcula usando la ecuación 20.

$$C = 1,5(140 \text{ mm} + 170 \text{ mm})$$

$$C = 465 \text{ mm}$$

Cálculo de la longitud de la correa en V

Para el cálculo de la longitud de la correa se aplica la siguiente ecuación 21 (Intermec , 2013)

La longitud de la correa en V para la transmisión que se está calculando es:

$$L_p = 2(465mm) + 1,57(170mm + 140mm) + \frac{(170mm + 140mm)^2}{4(465mm)}$$

$$L_p = 1468 \text{ mm}$$

Para seleccionar una correa en V tipo A de longitud comercial se deben restar 17 mm al valor de L_p para obtener la longitud primitiva nominal y de este modo usar un catálogo disponible para hallar la longitud de la correa. (Dunlop, 2012)

De este modo se debe escoger una correa en V tipo A de longitud primitiva 1451 mm o aproximada a ese valor, ver figura 38.

Longitud primitiva nominal		
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)
41	1066	1075
42	1092	1106
43	1117	1134
44	1143	1153
45	1168	1186
46	1193	1199
47	1219	1232
48	1244	1262
49	1270	1280
50	1295	1306
51	1320	1330
52	1346	1354
53	1371	1381
54	1397	1405
55	1422	1429
56	1447	1459
57	1473	1492
58	1498	1507

Figura 38. Longitud primitiva nominal de correas en V tipo A.

Fuente: (Dunlop, 2012)

Finalmente, los elementos seleccionados para la transmisión de potencia del motor de combustión interna a la bomba hidráulica son:

Correa en V tipo A de 1,42 m de largo marca Unlop.

Polea conductora de tres canales para correa en V tipo A de 140 mm de diámetro exterior de referencia QD3A140 marca intermec.

Polea conducida de tres canales para correa en V tipo A de 170 mm de diámetro exterior de referencia QD3A170 marca intermec.

Dos bujes QD de referencia sds marca intermec.

3.1.5 DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

El circuito hidráulico del equipo perforador de suelos se muestra en la figura 39. El cual es un circuito abierto dado que el aceite que sale de los actuadores no regresa directamente a la bomba, sino que pasa primero por el tanque hidráulico.

En una transmisión de circuito abierto se puede hacer variar la velocidad del motor utilizando una válvula reguladora de caudal que puede instalarse en derivación, a la entrada o en la salida del motor.

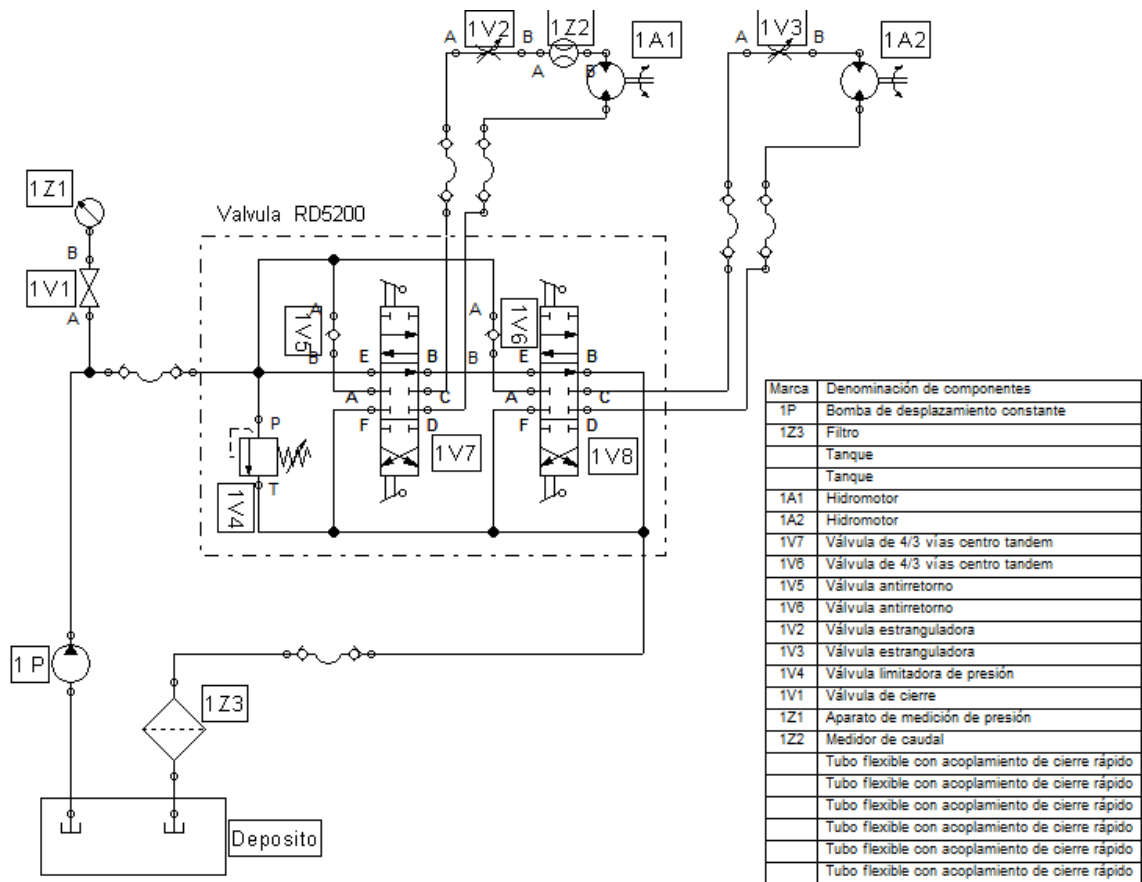


Figura 39. Diagrama del circuito hidráulico

Fuente: Autores, (2017)

3.1.6 DISEÑO DE SWIVEL (JUNTA O CONEXIÓN GIRATORIA)

Las cargas que actúan sobre el eje del swivel son:

- ✓ El torque proporcionado por el motor ($T = 1196 \text{ N} - m$)
- ✓ La fuerza de empuje transmitidas a las barrillas de perforación al penetrar la roca ($Fe = 10.1419 \text{ KN}$)

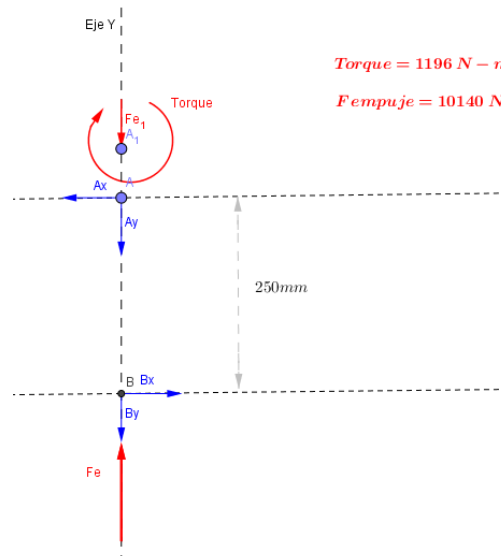


Figura 40. Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas sobre el swivel

Fuente: Autores, (2017)

3.1.6.1 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para la selección de los rodamientos, se considerará una vida deseada de 30000 horas, que es la vida recomendada para máquinas para servicio de 8 horas, que se utilizan plenamente Según la tabla 11-4 del libro (Budynas & Nisbett, 2012).

La confiabilidad de diseño será de 95% (en cada rodamiento), La velocidad del eje para fines de cálculo será de 100 RPM y se aplicará un factor de aplicación de carga $a_f = 1.5$

La disposición de los rodamientos será un montaje indirecto como se había dicho anteriormente.

Como no hay presente cargas radiales en los puntos A y B del DCL véase figura 40. Las fuerzas axiales inducidas por las cargas radiales serán iguales a cero en ambos puntos. Por lo tanto

$$Fi_A = \frac{(0.47)(Fr_A)}{K_A} = \frac{(0.47)(0)}{1.5} = 0$$

$$Fi_B = \frac{(0.47)(Fr_B)}{K_B} = \frac{(0.47)(0)}{1.5} = 0$$

Ahora como $Fi_A < Fi_B + Fae$; donde $Fae = 10140\text{ N}$; el cojinete A soportara la carga de empuje y la ecuación 11-16 del libro de (Budynas & Nisbett, 2012) es aplicable, por lo tanto, las cargas dinámicas equivalentes son:

$$FeA = 0.4 Fr_A + K_A(Fi_B + Fae)$$

$$FeA = 0.4 (0) + 1.5(0 + 10140)$$

$$FeA = 15210\text{ N} = 15.21\text{ KN}$$

$$FeB = Fr_B = 0$$

El múltiplo de la vida nominal se calcula mediante la ecuación 22.

$$x_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{\ell_D n_D 60}{L_R} = \frac{(30000)(100)(60)}{90(10^6)}$$

$$x_D = 2$$

La confiabilidad para cada cojinete es la misma por lo tanto $R_A = R_B = 0.95$

De la página 550 y 584 de libro (Budynas & Nisbett, 2012) se tiene que:

$$X_0 = 0 ; \theta = 4.48; b = 1.5$$

$$a = \frac{10}{3} \text{ (Cojinetes de rodillos)}$$

Para el cojinete A, a partir de la ecuación 23 la entrada del catálogo C_{10} debe ser igual o superior a:

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_A)^{1/b}} \right]^{1/a} \quad (23)$$

$$C_{10} = (1.5)(15.21) \left[\frac{2}{(4.48)(1 - 0.95)^{2/3}} \right]^{3/10}$$

$$C_{10} = 32.61 \text{ KN}$$

Del catálogo de TIMKEN para rodamientos cónicos métricos (TAPERED ROLLER BEARINGS; Single Row-Metric) tentativamente se selecciona el tipo de cono JF4049 y la copa JF4010 que funciona con $K_A = 1.7$, $C_{10} = 35.5 \text{ KN}$

Prueba 2: Ahora se repite el proceso anterior, pero con $K_A = K_B = 1.7$ a partir de la selección tentativa del cojinete.

Las fuerzas axiales inducidas por las cargas radiales siguen siendo cero

$$F_{iA} = F_{iB} = 0$$

$$F_{eA} = 0.4 F_{rA} + K_A (F_{iB} + F_{ae})$$

$$F_{eA} = 0.4 (0) + 1.7(0 + 10140)$$

$$F_{eA} = 17238 \text{ N} = 17.23 \text{ KN}$$

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_A)^{1/b}} \right]^{1/a}$$

$$C_{10} = (1.5)(17.23) \left[\frac{2}{(4.48)(1 - 0.95)^{2/3}} \right]^{3/10}$$

$$C_{10} = 36.94 \text{ KN}$$

Del catálogo de TIMKEN para rodamientos cónicos métricos (TAPERED ROLLER BEARINGS; Single Row-Metric) Se selecciona el tipo de cono 32309 y copa 32309 que funciona con $K_A = 1.64$, $C_{10} = 39.9 \text{ KN}$; el rodamiento seleccionado tiene un $D_{\text{exterior}} = 100 \text{ mm}$; $D_{\text{interior}} = 45 \text{ mm}$ las demás dimensiones se muestran en la figura 41.

TAPERED ROLLER BEARINGS

SINGLE-ROW • Metric

Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾			Factors ⁽²⁾			Static C ₀	Assembly Inner/Outer
			C ₁	e	Y	C ₉₀	C ₉₀	K		
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf	
45.000 1.7717	100.000 3.9370	27.250 1.0728	106000 23800	0.83	0.73	27400 6160	38700 8700	0.71	113000 25400	31309
45.000 1.7717	100.000 3.9370	27.250 1.0728	129000 29000	0.35	1.74	33500 7530	19800 4450	1.69	139000 31300	30309
45.000 1.7717	100.000 3.9370	38.250 1.5059	154000 34600	0.35	1.74	39900 8980	23600 5300	1.69	171000 38600	32309
45.000 1.7717	100.000 3.9370	38.250 1.5059	159000 35800	0.55	1.10	41300 9290	38600 8680	1.07	187000 42100	32309B
50.000 1.9685	80.000 3.1496	20.000 0.7874	69800 15700	0.42	1.42	18100 4070	13100 2950	1.38	92700 20800	32010X

Para el cojinete B la carga dinámica de catálogo $C_{10} = 0$ esto quiere decir que el rodamiento en B no está recibiendo cargas axiales, ni radiales cuando las fuerzas se dan como en el DCL véase figura 40. Esta situación solo se presenta cuando el equipo está perforando, luego del realizar la perforación se deben extraer las tuberías y demás accesorios. En esta segunda situación de trabajo el cojinete B es el que soporta la carga axial por lo tanto se seleccionara el mismo cojinete tanto para A como para B.

3.1.6.2 DIMENSIONAMIENTO INICIAL DEL EJE.

Ahora como el diámetro interior del rodamiento que soporta las cargas es de $D_{interior} = 45 \text{ mm}$; este mismo será el diámetro exterior inicial del eje del swivel.

El eje del swivel presenta un agujero tanto axial como radial por donde fluirá el líquido de perforación, tal cual como se muestra en la figura 16.

por último, se analizará el eje del swivel con una perforación axial y una radial. Esta última situación es la que se necesita para que el fluido de perforación pueda circular alrededor del swivel. Véase figura 16.

3.1.6.3 ANÁLISIS ESTÁTICO

La parte central del eje del swivel donde se encuentra el agujero radial de 20 mm, es una de las partes más críticas debido a que allí probablemente se presente la mayor concentración de esfuerzos. Para esto será necesario calcular un factor teórico o geométrico de la concentración de esfuerzos K_t o K_{ts} ; donde K_t se usa para esfuerzos normales y K_{ts} para esfuerzos cortantes. Ecuaciones 45 y 46 respectivamente.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} \quad (45)$$

$$K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0} \quad (46)$$

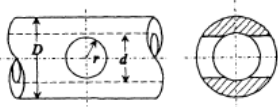
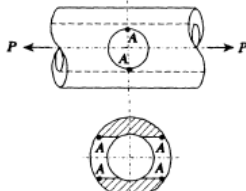
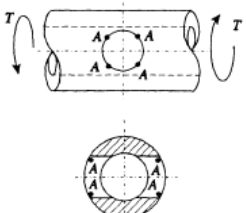
TABLE 6-1 (continued) STRESS CONCENTRATION FACTORS: Holes											
<p>15. Transverse circular hole in round bar or tube</p> 	<p>a. Axial tension</p> 	$\sigma_{\max} = \sigma_A = K_t \sigma_{\text{nom}}$ <p>where $\sigma_{\text{nom}} = \frac{4P}{\pi(D^2 - d^2)}$</p> $K_t = C_1 + C_2 \frac{2r}{D} + C_3 \left(\frac{2r}{D}\right)^2$ <table border="1"> <tr> <td></td> <td>$d/D \leq 0.9, \quad 2r/D \leq 0.45$</td> </tr> <tr> <td>$C_1$</td> <td>3.000</td> </tr> <tr> <td>C_2</td> <td>$0.427 - 6.770(d/D) + 22.698(d/D)^2 - 16.670(d/D)^3$</td> </tr> <tr> <td>$C_3$</td> <td>$11.357 + 15.665(d/D) - 60.929(d/D)^2 + 41.501(d/D)^3$</td> </tr> </table>		$d/D \leq 0.9, \quad 2r/D \leq 0.45$	C_1	3.000	C_2	$0.427 - 6.770(d/D) + 22.698(d/D)^2 - 16.670(d/D)^3$	C_3	$11.357 + 15.665(d/D) - 60.929(d/D)^2 + 41.501(d/D)^3$	
		$d/D \leq 0.9, \quad 2r/D \leq 0.45$									
C_1	3.000										
C_2	$0.427 - 6.770(d/D) + 22.698(d/D)^2 - 16.670(d/D)^3$										
C_3	$11.357 + 15.665(d/D) - 60.929(d/D)^2 + 41.501(d/D)^3$										
<p>c. Torsion</p> 	$\sigma_{\max} = \sigma_A = K_t \tau_{\text{nom}}, \quad \tau_{\text{nom}} = 16TD/\pi(D^4 - d^4)$ $K_t = C_1 + C_2 \frac{2r}{D} + C_3 \left(\frac{2r}{D}\right)^2 + C_4 \left(\frac{2r}{D}\right)^3$ <table border="1"> <tr> <td></td> <td>$2r/d \leq 0.4, \quad d/D \leq 0.8$</td> </tr> <tr> <td>$C_1$</td> <td>4.000</td> </tr> <tr> <td>C_2</td> <td>$-6.055 + 3.184(d/D) - 3.461(d/D)^2$</td> </tr> <tr> <td>$C_3$</td> <td>$32.764 - 30.121(d/D) + 39.887(d/D)^2$</td> </tr> <tr> <td>$C_4$</td> <td>$-38.330 + 51.542\sqrt{d/D} - 27.483(d/D)$</td> </tr> </table> <p>Maximum stress occurs inside hole on hole surface, near outer surface of bar</p> <p>Maximum shear stress concentration factor</p> $K_{tS} = \tau_{\max}/\tau_{\text{nom}} = \frac{1}{2}K_t$		$2r/d \leq 0.4, \quad d/D \leq 0.8$	C_1	4.000	C_2	$-6.055 + 3.184(d/D) - 3.461(d/D)^2$	C_3	$32.764 - 30.121(d/D) + 39.887(d/D)^2$	C_4	$-38.330 + 51.542\sqrt{d/D} - 27.483(d/D)$
	$2r/d \leq 0.4, \quad d/D \leq 0.8$										
C_1	4.000										
C_2	$-6.055 + 3.184(d/D) - 3.461(d/D)^2$										
C_3	$32.764 - 30.121(d/D) + 39.887(d/D)^2$										
C_4	$-38.330 + 51.542\sqrt{d/D} - 27.483(d/D)$										

Figura 42. Factores de concentración de esfuerzos.

Fuente: (Peterson, 1974)

Usando la figura 42 de factores aproximados de concentradores del esfuerzo de una barra redonda o tubo con agujero redondo transversal se calcularán los concentradores de esfuerzo.

Inicialmente se calcula la relación entre el diámetro interior y el diámetro exterior, luego se hallarán las constantes C1, C2, C3 para finalmente calcular K_t

$$\frac{d}{D} = \frac{25}{45} = \frac{5}{9} = 0,5556 < 0,9$$

$$C1 = 3$$

$$C2 = 0,427 - 6,77 \left(\frac{5}{9}\right) + 22,698 \left(\frac{5}{9}\right)^2 - 16,67 \left(\frac{5}{9}\right)^3 = 0,8130$$

$$C3 = 11,357 + 15,665 \left(\frac{5}{9}\right) - 60,929 \left(\frac{5}{9}\right)^2 + 41,501 \left(\frac{5}{9}\right)^3 = 8,3706$$

$$K_t = 3 + (0,8130) \left(\frac{20}{45}\right) + (8,3706) \left(\frac{20}{45}\right)^2 = 5,0148$$

Ahora calculamos el esfuerzo normal nominal σ_0

$$\sigma_0 = \frac{4 P}{\pi (D^2 - d^2)}$$

$$\sigma_0 = \frac{4 (10,14 \times 10^3)}{\pi (0,045^2 - 0,025^2)}$$

$$\sigma_0 = 9,2218 \text{ Mpa}$$

Luego de la ecuación 47. Calculamos el esfuerzo normal máximo

$$\sigma_{max} = K_t * \sigma_0 \quad (47)$$

$$\sigma_{max} = 5,0148 * 9,2218 = 46,2454 \text{ MPa}$$

Ahora se calculará el concentrador de esfuerzo para el cortante K_{ts} para ello se necesita

calcular C1, C2, C3 y C4 para torsión

$$\frac{d}{D} = \frac{25}{45} = \frac{5}{9} = 0,5556 < 0,8$$

$$C1 = 4$$

$$C2 = -6,055 + 3,184 \left(\frac{5}{9}\right) - 3,461 \left(\frac{5}{9}\right)^2 = -5,3543$$

$$C3 = 32,764 - 30,121 \left(\frac{5}{9}\right) + 39,887 \left(\frac{5}{9}\right)^2 = 28,3409$$

$$C4 = -38,33 + 51,542 \left(\frac{5}{9}\right)^{\frac{1}{2}} - 27,483 \left(\frac{5}{9}\right) = -15,1811$$

$$K_t = 4 - (5,3543) \left(\frac{20}{45}\right) + (28,3409) \left(\frac{20}{45}\right)^2 - 15,1811 \left(\frac{20}{45}\right)^3 = 5,8856$$

$$K_{ts} = \frac{k_t}{2} = \frac{5,8856}{2} = 2,9427$$

Seguidamente se calcula el esfuerzo cortante nominal τ_0

$$\tau_0 = \frac{16 T * D}{\pi(D^4 - d^4)}$$

$$\tau_0 = \frac{16 (1196 N - m) * 0,045 m}{\pi(0,045^4 - 0,025^4) m^4}$$

$$\tau_0 = 73,8822 Mpa$$

Luego de la ecuación 48. Calculamos el esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{max} = K_{ts} * \tau_0 \quad (48)$$

$$\tau_{max} = 2,9427 * 73,8822 Mpa = 217,4131 Mpa$$

Por exactitud, se elige la teoría de la energía de distorsión como la base del diseño. Por lo tanto, calculamos el esfuerzo de Von Mises mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (49)$$

$$\sigma'_{max} = (46,2454^2 + 3(217,4131)^2)^{1/2}$$

$$\sigma'_{max} = 379,4 \text{ Mpa}$$

Aplicando el criterio de falla de la energía de distorsión para que el eje no plastifique se tiene que cumplir que:

$$\sigma' \leq \frac{S_y}{n} \quad (50)$$

Por lo tanto, el factor de seguridad por resistencia de materiales es

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{784 \text{ Mpa}}{379,4 \text{ Mpa}}$$

$$n = 2,06$$

El factor de seguridad calculado con las medidas tentativas del eje del swivel es mayor que la unidad. Por lo tanto, el eje no fallara o plastificara con las actuales cargas aplicadas según el criterio de la energía de distorsión.

3.1.6.4 ANÁLISIS DINÁMICO

Factor de seguridad contra la fatiga

Es importante hacer hincapié en que el eje del swivel no estará sometido a momento flector, pero si a momento torsor y carga axial. El eje se diseñará para vida infinita según el criterio de falla por fatiga de Soderberg. Para el análisis por medio de este criterio se utilizará la ecuación 51.

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (51)$$

Donde

n : Factor de seguridad; que se buscara que sea mayor que 1

S_y : Límite elástico del material [Pa]

S_e : Límite de resistencia a la fatiga [Pa]

σ'_a : Tensión equivalente de Von Mises debido al esfuerzo alternante [Pa]

σ'_m : Tensión equivalente de Von Mises debido al esfuerzo medio [Pa]

Las tensiones equivalentes de Von Mises debido al esfuerzo alternante y medio se pueden calcular por medio de las ecuaciones 51, 52. (Budynas & Nisbett, 2012)

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (51)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad (52)$$

σ_a y σ_m son las tensiones normales alternas y media debidas al momento flector, τ_a y τ_m las tensiones tangenciales alternas y medias debidas al momento torsor. Se pueden calcular mediante las ecuaciones 7-1 y 7-2 del libro (Budynas & Nisbett, 2012)

$$\sigma_a = K_f \frac{Ma}{I/c} \quad \sigma_m = K_f \frac{Mm}{I/c}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{Ta}{I_0/c} \quad \tau_m = K_f \frac{Tm}{I_0/c}$$

Las cargas axiales son comparativamente pequeñas en ubicaciones criticas donde domina la flexiona y la torsión, por lo tanto, pueden omitirse. (Budynas & Nisbett, 2008, p.355)

$Ma, Mm, Ta, y Tm$ son valores alternos y medios de momento flector y torsor.

Como el eje del swivel no está sometido a flexión, los momentos alternantes Ma y medios Mm serán iguales a cero. Esto hace que $Ma = 0$ y $Mm = 0$

En cuanto al momento torsor, no se puede suponer constante debido a que habrá instantes en el que el equipo de perforación ejercerá su máximo momento torsor e instantes en el que el momento torsor será nulo debido a que no estará perforando. Incluso en medio de estos dos extremos el momento torsor puede variar. Para el diseño se tomará la opción más conservadora que es suponer un torsor pulsátil, es decir $Ta = Tm = 0,5 T = 598 \text{ N} - \text{m}$

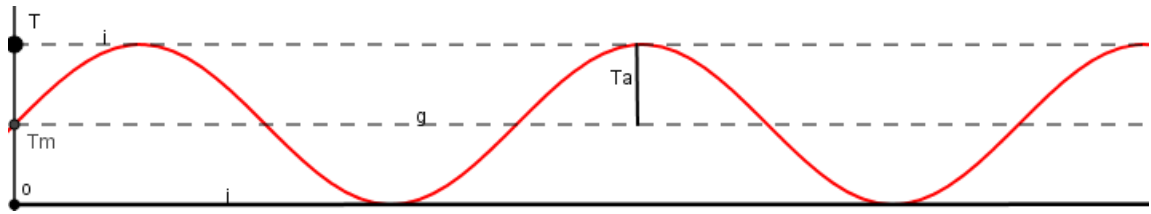


Figura 43. Ciclo del momento torsor alterno pulsátil vs *tiempo*

Fuente: Autores, (2017)

Los concentradores de esfuerzos por fatiga K_f y K_{fs} se calculan mediante la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (53)$$

Donde, q y q_s son los factores de sensibilidad a la muesca, que se encuentran usualmente entre cero y la unidad. Se obtienen de las gráficas 6-20 y 6-21 del libro (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

$$K_f = 1 + 0,88(5,0148 - 1) \quad K_{fs} = 1 + 0,85(2,9427 - 1)$$

$$K_f = 4,5330$$

$$K_{fs} = 2,6512$$

Ahora se calculará el límite de resistencia a la fatiga S_e mediante la ecuación 54

$$S'_e = 0,5 S_u \quad (54)$$

$$S'_e = 0,5 (1078 \text{ Mpa})$$

$$S'_e = 539 \text{ Mpa}$$

Para considerar las condiciones reales de trabajo en el eje, se calcularán los factores de Marin que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Para el factor de superficie K_a se obtiene mediante la ecuación 6-19 del libro (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008). Para un acabado superficie maquinada.

$$K_a = a S_u t^b \quad (55)$$

$$K_a = 4,51 (1078)^{-0,265}$$

$$K_a = 0,70$$

El factor de tamaño K_b se obtiene mediante la ecuación 6-20 del libro (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

$$K_b = 1,24 d^{-0,107}$$

$$K_b = 1,24 (45)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,82$$

Los restantes factores de Marín son iguales a la unidad, por lo cual la resistencia a la fatiga modificada S_e es:

$$S_e = (0,70)(0,82)(539 \text{ Mpa})$$

$$S_e = 309,4 \text{ MPa}$$

Como se había dicho anteriormente para hallar el factor de seguridad n se aplicara la ecuación 7-13 del libro (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008) para el criterio ED-Soderberg

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\}$$

La ecuación anterior se puede simplificar debido a que $M_a = M_m = 0$; por tanto, la ecuación anterior queda de la siguiente forma:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} [3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(0,045^3 - 0,025^3)} \left\{ \frac{1}{309,4 \times 10^6} [3(2,6512 * 598)^2]^{1/2} + \frac{1}{784 \times 10^6} [3(2,6512 * 598)^2]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{n} = 0,8349$$

$$n = 1,2$$

Como el factor de seguridad contra la fatiga es mayor que la unidad se puede afirmar el eje del swivel no fallará por fatiga, teniendo en cuenta que se analizó la fatiga en el entorno más crítico, que es cuando el momento torsor es pulsátil como se describió anteriormente.

Las dimensiones tentativas del eje del swivel dan factores de seguridad mayores que la unidad. Por lo tanto, no fallan por resistencia, ni por fatiga y serán las dimensiones seleccionadas en la parte más crítica del eje.

3.1.6.5 SIMULACIÓN DEL EJE DEL SWIVEL

Ahora para corroborar que el diseño del eje del swivel no fallara estáticamente o dinámicamente, se realizaron análisis estáticos y de fatiga en el software SolidWorks 2016 con las dimensiones descritas anteriormente. Estas simulaciones permiten establecer que el diseño es seguro y soporta las cargas a las que está sometido. Véase las figuras 44, 45 y 46. En las que se simuló el esfuerzo de Von Mises, el desplazamiento y el factor de seguridad.

Para la simulación del eje del swivel se considera la carga del empuje de 10140 N y un torque proporcionado por el motor hidráulico de 1196 N-m en la parte superior del eje y una sujeción fija en la parte inferior del swivel, esta situación de cargas es la más crítica del eje, que se presentara cuando el equipo de perforación este atascado.

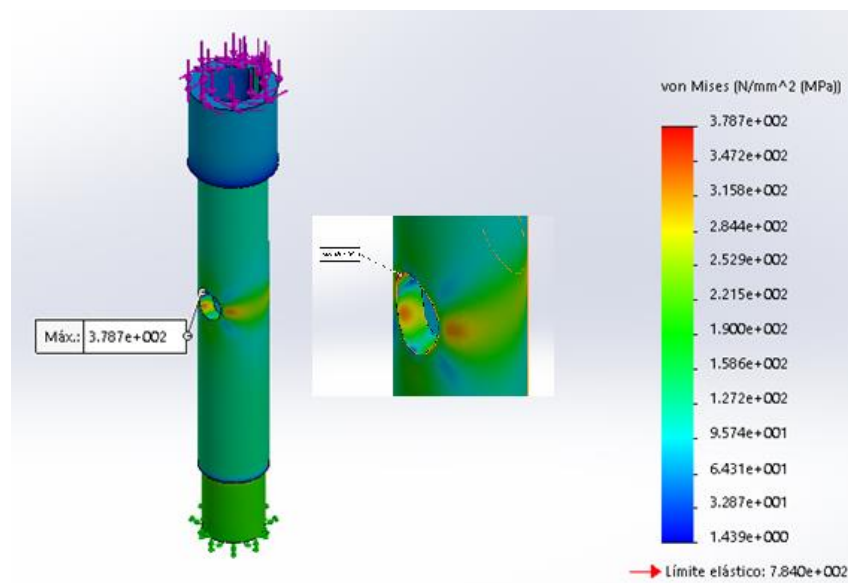


Figura 44. Simulación esfuerzo de Von Mises del eje del swivel.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

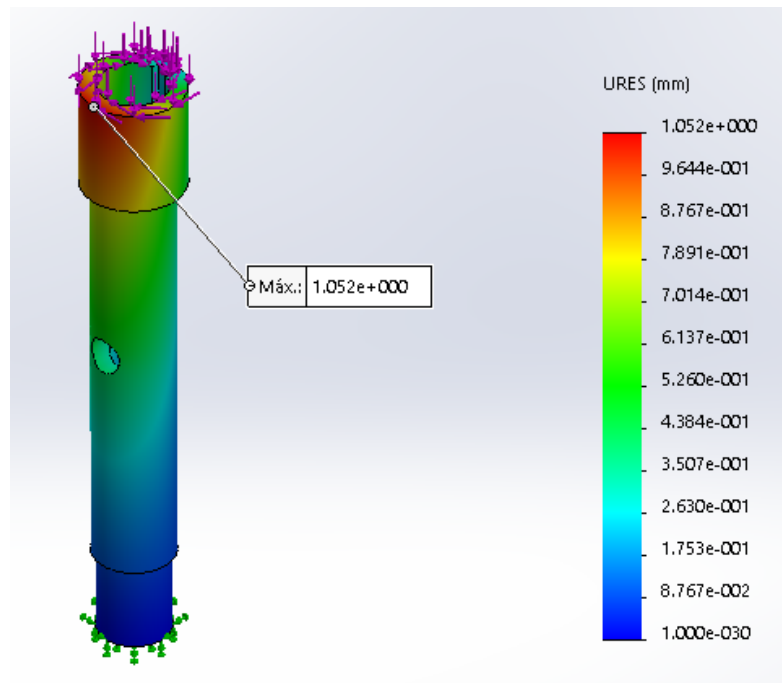


Figura 45. Simulación desplazamientos eje del swivel

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

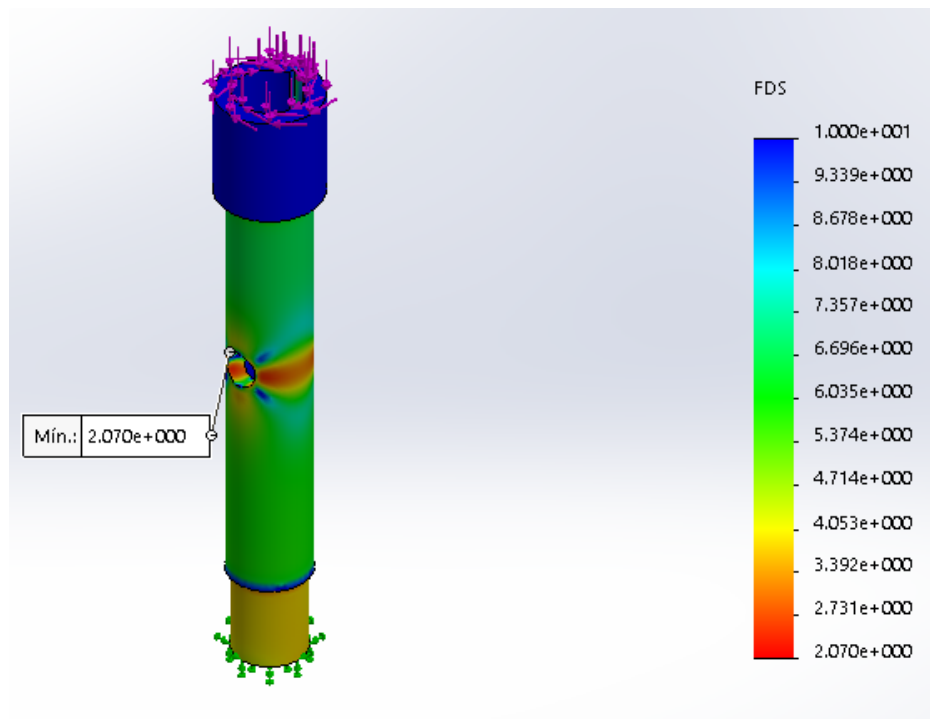


Figura 46. Simulación Factor de seguridad eje del swivel

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

A continuación, en la tabla 9. Se resumen los resultados del análisis estático del eje del swivel fabricado de acero AISI 4340 bonificado.

Tabla 9. Resultado del análisis estático de la simulación del eje del swivel

Variable calculada	Acero AISI 4340	
	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	1,44 MPa	378 MPa
Desplazamiento	1 μ m	1,05 mm
Factor de seguridad	2,07	600

Fuente: Autores, (2017)

Como se aprecia en los resultados de la tabla 9. La tensión máxima de Von Mises es de 378 MPa la cual es inferior al límite elástico del acero AISI 4340 que es de $S_y = 784 \text{ MPa}$ por lo tanto el eje no plastificara según el criterio de la energía de distorsión y esta tensión máxima se presenta en la parte central del eje del swivel, donde está localizado el agujero transversal como se había dicho anteriormente.

El factor de seguridad mínimo es de 2,07 lo cual confirma que el eje no fallara bajo las cargas aplicadas ya que es mayor que 1 y el desplazamiento máximo que presenta el eje es de 1 mm el cual es diminuto para poderse percibir.

En la tabla 10 siguiente se presenta una comparativa entre los resultados analíticos y los arrojados por la simulación con respecto al factor de seguridad por resistencia.

Tabla 10. Comparativa entre los cálculos analíticos y la simulación en SolidWorks.

Factor De Seguridad	Cálculos analíticos	Simulación	% de error
FDS por resistencia	2,06	2,07	0,48 %

Fuente: Autores, (2017)

ANÁLISIS DINÁMICO:

Ahora procederemos a realizar un estudio de fatiga en el software SolidWorks 2016, para esfuerzos repetidos $R=0$; donde R es la razón de esfuerzo, ver figura 6-23 del libro (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

Véase en las Figuras 47, 48 y 49. Las simulaciones para el trazado de daño, de vida (ciclos) y factor de carga. Para el eje del swivel fabricado de acero AISI 4340

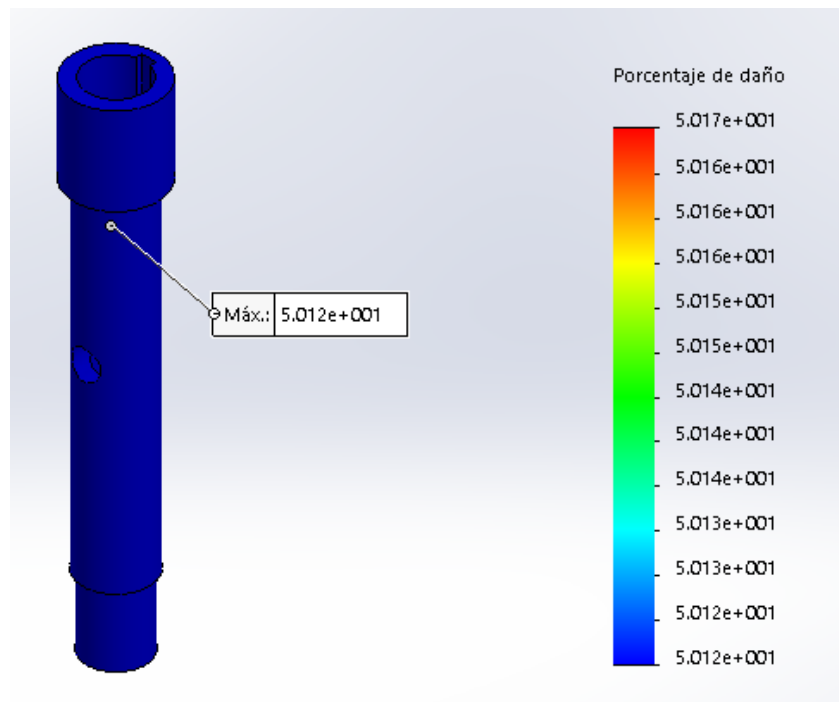


Figura 47. Porcentaje de daño en el eje del swivel

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

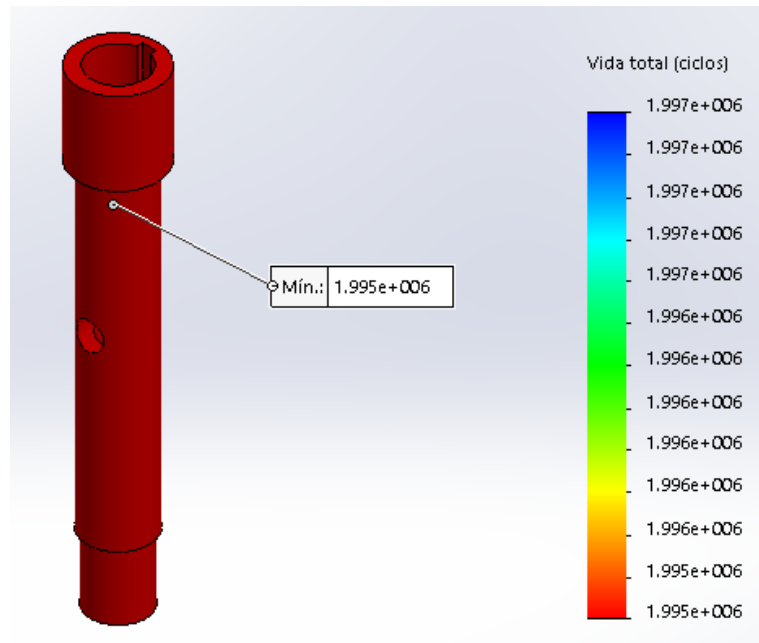


Figura 48. Trazado de vida en el eje del swivel

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

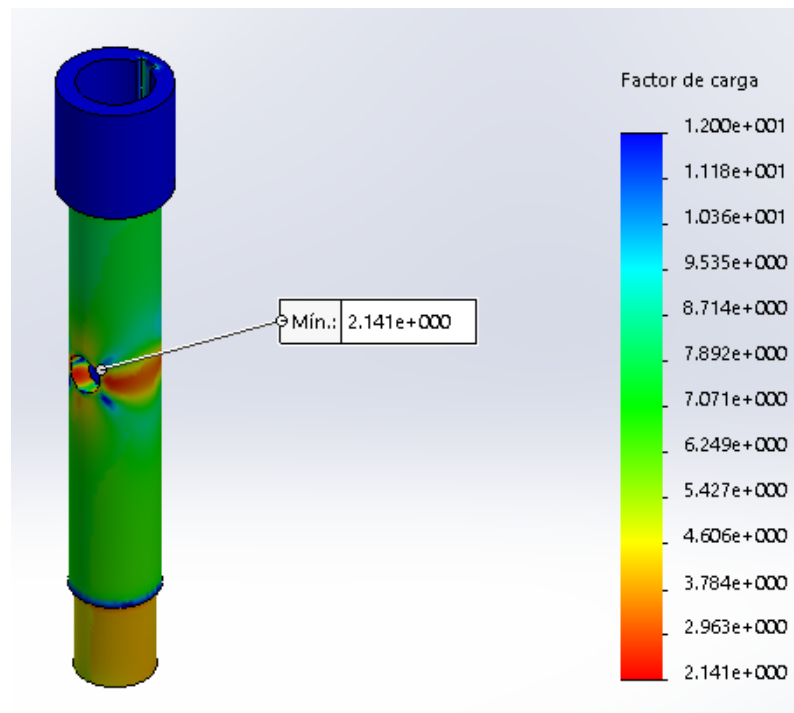


Figura 49. Factor de carga en el eje del swivel

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

A continuación, en la tabla 11. Se resumen los resultados del análisis dinámico del eje del swivel fabricado de acero AISI 4340 bonificado.

Tabla 11. Resultado del análisis dinámico de la simulación del eje del swivel.

Variable calculada	Acero AISI 4340	
	Mínimo	Máximo
Porcentaje de daño	0,5012 %	0,5015 %
Vida total (ciclos)	$1,995 \times 10^6$	$1,997 \times 10^6$
Factor de carga	2,14	12

Fuente: Autores, (2017)

El trazado de daño representa el porcentaje de vida consumido por la fatiga en cada una de las zonas. Por lo tanto, como se aprecia en los resultados de la tabla 11. El porcentaje de daño máximo es de 0,5015 % lo que indica que el eje no fallara por fatiga bajo las cargas dadas y ciclo de 1×10^6 debido a que para poderse presentar a falla por fatiga el suceso de fatiga debe consumir como mínimo el 1% de la vida.

El trazado de vida representa el número de ciclos que provocan el fallo de fatiga para cada una de las partes del modelo. Por lo que el fallo por fatiga del eje del swivel se daría en la zona mostrada en la figura 48 y se presentaría a los $1,995 \times 10^6$ ciclos.

El factor de carga indica que el eje se romperá debido a la fatiga, si las fuerzas se multiplican por el factor de carga mínimo de 2,14

3.1.6.6 PARTES AUXILIARES

Sellos: Para evitar que el fluido de perforación llegue a los rodamientos o salga del swivel, el presente diseño se emplearan dos pares de sellos y un par de bujes fluoroplásticos, los cuales son resistentes a partículas abrasivas.

Para este caso se selecciona el modelo R2LS32 el cual está fabricado de Nitrilo que es un material elastómero con buena resistencia a la abrasión.

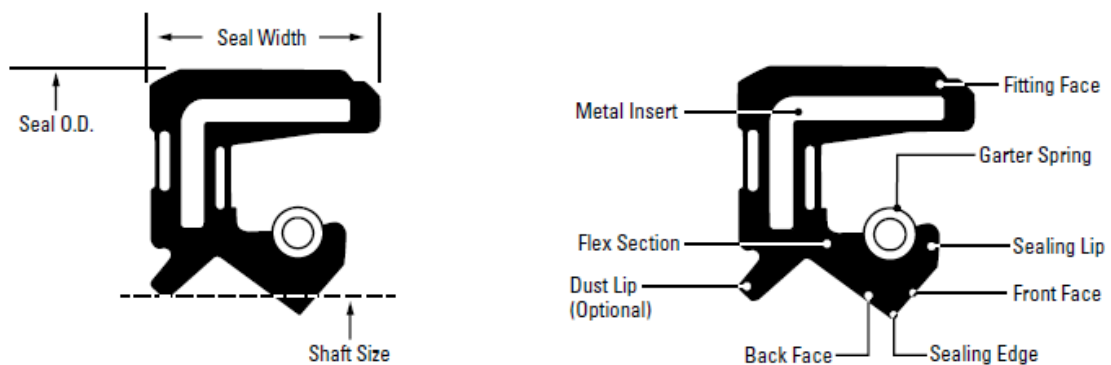


Figura 50. Nomenclatura y componentes sellos de aceite

Fuente: TIMKEN, (2016)

El resumen de las características de los sellos seleccionados se describe en la tabla 12.

Según Timken la dureza estándar del eje a utilizar deberá ser como mínimo de 30 – 40 HRC. Sin embargo, si la aplicación está en un ambiente contaminado, el exceso de suciedad y partículas aumentan el desgaste del eje. Si este es el caso, se deberá considerar una dureza aún mayor

Tabla 12. Características del sello R2LS32 de nitrilo

Modelo	Material	Código	Max velocidad de superficie	Rango de temperatura	Max presión

R2LS32	Nitrilo (NBR)	S	10 m/s	-20°C a 120°C	29,1 MPa
--------	------------------	---	--------	---------------	-------------

Fuente: TIMKEN SMALL BORE METRIC SEALS CATALOG, (2016).

Por lo tanto, el tipo de reten elegido es el 45x65x10-R2LS32-S de la casa TIMKEN. Estos reten viene provisto de labio secundario para impedir la entrada de polvo y la suciedad, ya que el equipo de perforación trabajara en ambientes propensos a la acumulación de polvo.

Contratuercas (Locknuts)

El presente diseño tendrá una disposición de cojinete ajustable, utilizando dos tuercas de bloqueo y una arandela de bloqueo, véase figura 51. Estos se pueden utilizar con cojinetes de una o dos filas de los tipos que permiten un arreglo de anillo interior ajustado.

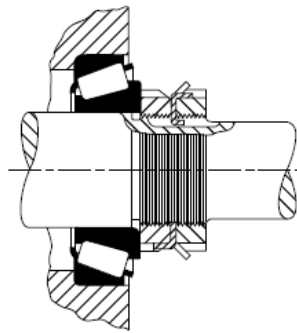


Figura 51. Ensamblaje contratuercas estándar y arandela de seguridad

Fuente: (TIMKEN , 2016)

Del catálogo de TIMKEN para rodamientos cónicos métricos (TAPARED ROLLER BEARINGS CATALOG) Se selecciona las contratuercas número KMH9 con un tamaño de rosca M45x1.5 y diámetro exterior de 65 mm y una arandela de seguridad (Lockwashers) número MBB9 cuyas dimensiones se muestran en la siguiente figura 52.

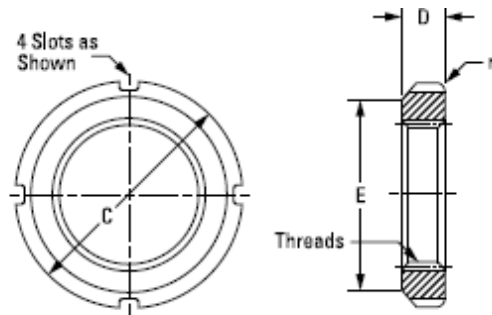


Fig. 49. Locknuts (threads are ISO 965/1, class 5H).

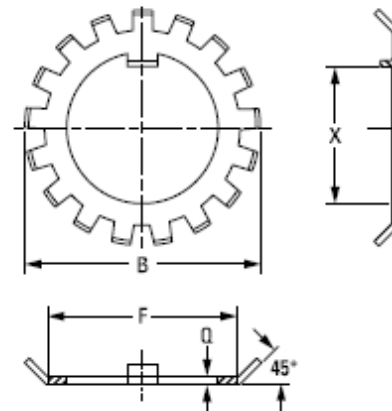


Fig. 50. Lockwashers.

ABMA Locknut Number	Locknut Dimensions						Lockwasher Dimensions				
	Threads		Outside Dia. C	Thick- ness D	Free Outside Dia. E	Corner Radius r	ABMA Lock- washer Number	Max. Dia. Over Tangs B	Face Dia. F	Thick- ness Q	No. of Tangs
	Min. Value of Major Dia.	Thread Sizes									
	mm		mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	
KMH2	15.000	M15X1	25.000	8.000	21.000	1.17	MBB2	28.000	21.000	1.41	11
KMH3	17.000	M17X1	28.000	8.000	24.000	1.17	MBB3	32.000	24.000	1.41	11
KMH4	20.000	M20X1	32.000	9.000	26.000	1.17	MBB4	36.000	26.000	1.41	11
KMH4.4	22.000	M22X1	34.000	9.000	28.000	1.17	MBB4.4	38.000	28.000	1.41	11
KMH5	25.000	M25X1.5	38.000	10.000	32.000	1.17	MBB5	42.000	32.000	1.41	13
KMH5.6	28.000	M28X1.5	42.000	10.000	36.000	1.17	MBB5.6	46.000	36.000	1.41	13
KMH6	30.000	M30X1.5	45.000	10.000	38.000	1.17	MBB6	49.000	38.000	1.41	13
KMH6.4	32.000	M32X1.5	48.000	11.000	40.000	1.59	MBB6.4	52.000	40.000	1.41	13
KMH7	35.000	M35X1.5	52.000	11.000	44.000	1.59	MBB7	57.000	44.000	1.41	13
KMH8	40.000	M40X1.5	58.000	11.000	50.000	1.59	MBB8	62.000	50.000	1.78	13
KMH9	45.000	M45X1.5	65.000	12.000	56.000	1.59	MBB9	69.000	56.000	1.78	13
KMH10	50.000	M50X1.5	70.000	13.000	61.000	1.59	MBB10	74.000	61.000	1.78	13

Figura 52. Catalogo Timken para rodamientos de rodillos cónicos

Fuente: (TIMKEN , 2016)

3.1.6.7 DISEÑO DE CARCASA

Como se ha comentado anteriormente, la carcasa recibe cargas a través de los cojinetes, para esto se diseñará y analizará a través método de elementos finitos del software SolidWorks 2016 y el material de fabricación será aluminio 1060. El objetivo del análisis

es encontrar zonas sometidas a mayor tensión y demostrar que la carcasa no fallara en ningún punto a causa de las cargas aplicadas.

Todas las dimensiones de la carcasa del swivel se mostrarán en detalle en los planos ANEXO B.

Véase en las figuras 53, 54 y 55 que se simuló el esfuerzo de Von Mises, el desplazamiento y el factor de seguridad de la carcasa fabricada en acero AISI 1020 con un tipo de malla fina.

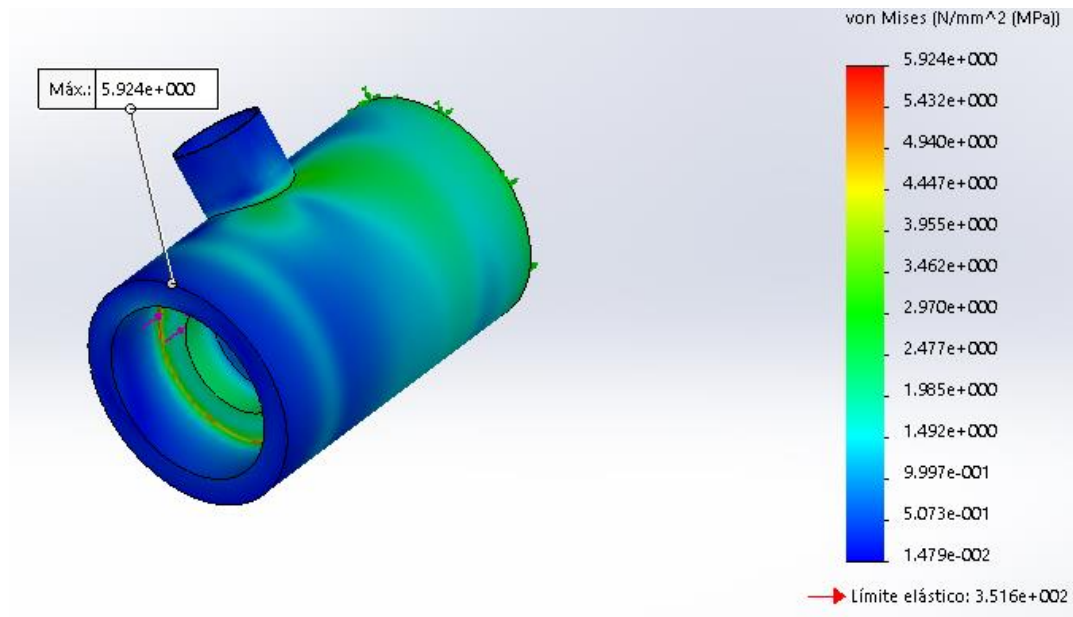


Figura 53. Simulación esfuerzo de Von Mises de la carcasa

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

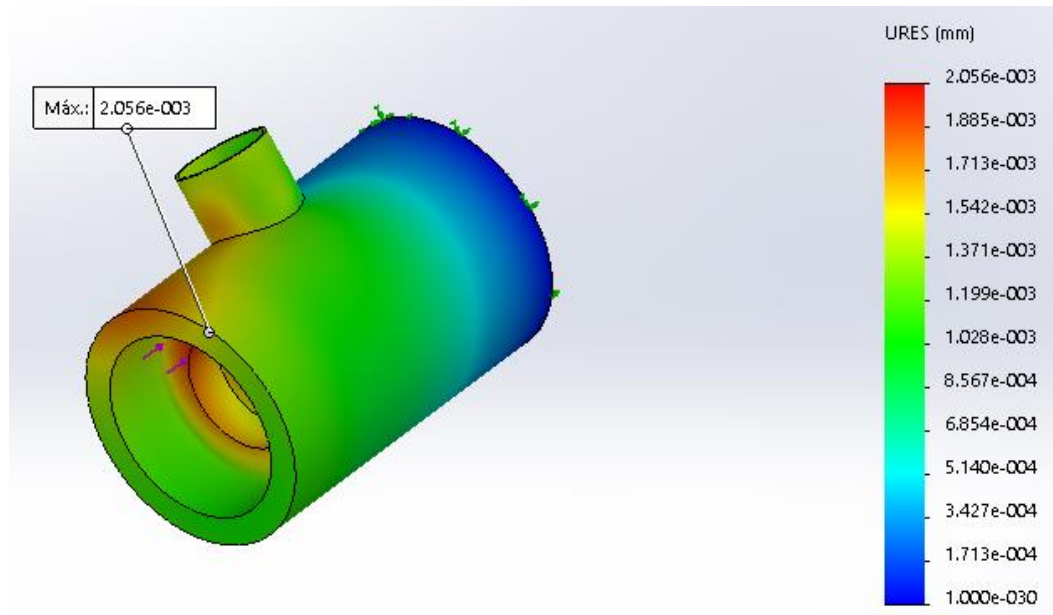


Figura 54. Simulación desplazamientos de la carcasa

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

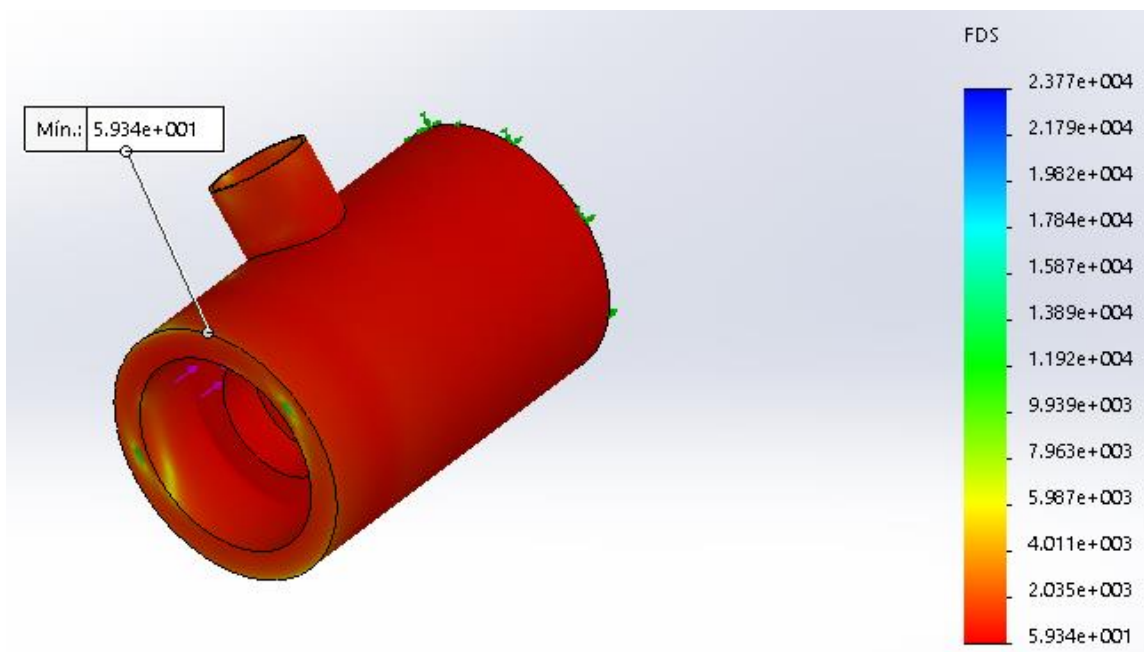


Figura 55. Simulación Factor de seguridad de la carcasa

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

A continuación, en la tabla 13. Se resumen los resultados de la simulación de la carcasa del swivel fabricada de acero AISI 1020 o aluminio 1060.

Tabla 13. Resultado de la simulación de la carcasa.

Variable calculada	Acero AISI 1020		Aluminio 1060	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	0,0148 MPa	5,92 MPa	0,0128 MPa	5,7 MPa
Desplazamiento	1 μm	2,05 μm	1 μm	5,93 μm
Factor de seguridad	59,34	23770	4,83	215,2

Fuente: Autores, (2017)

De la tabla 13. Se puede observar que prácticamente toda la carcasa está en un nivel mínimo de tensiones, las zonas donde se presenta las mayores tensiones son en los apoyos de los rodamientos como era de esperarse, la tensión máxima de Von Mises tiene un valor de 5,92 MPa y 5,7 MPa para el acero y el aluminio respectivamente, muy lejos del límite elástico del acero de $S_y = 351 \text{ MPa}$ y del aluminio de $S_y = 27,57 \text{ MPa}$ lo cual quiere decir que la carcasa no plastificará o fallará según el criterio de la energía de distorsión, ya sea que esta esté fabricada de acero o aluminio. Los factores de seguridad dan mayores que uno en ambos casos, lo cual corrobora lo dicho anteriormente y las deformaciones máximas son de 2,05 μm para el acero y de 5,93 μm para el aluminio. Esto es inapreciable y consolida un buen diseño resistivo de la carcasa.

Para finalizar, la carcasa constará con dos tapas: una superior donde se conectará con la parte deslizante de la torre de perforación y una tapa inferior las cuales protegen los rodamientos. Estas tapas estarán unidas a la carcasa por medio de tornillos Allen M6

3.1.7 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA FIJA

3.1.7.1 COLUMNAS Y VIGAS

La carga que deben soportar las columnas será la carga máxima que se presenta cuando el equipo debe extraer los 100 metros de tuberías más el lodo y peso de las partes en el sistema de elevación. Esta fuerza fue calculada en la sección 3.1.2 en la segunda situación de trabajo. $F_{tc} = 14.13 \text{ KN}$

Principalmente se calcula la constante de columna C_c usando la ecuación 25

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 (207 \times 10^9 \text{ Pa})}{(248 \times 10^6 \text{ Pa})}}$$

$$C_c = 128,35$$

Luego se plantea la hipótesis de que la columna es larga, y se emplea la ecuación de Euler. Ecuación 26 para la carga crítica y se despeja el momento de inercia I del perfil necesario de la columna.

$$I = \frac{P_{cr}(KL)^2}{\pi^2 E} \quad (56)$$

Ahora se considera la carga crítica igual a la carga admisible $P_a = F_{tc}$ multiplicado por un factor de diseño $n = 2$

$$I = \frac{n P_a (KL)^2}{\pi^2 E} \quad (57)$$

El factor de longitud efectiva $K = 2$ se obtiene de la figura 60. Para una columna empotrada y libre

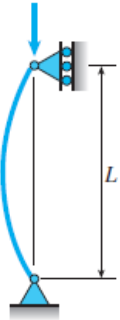
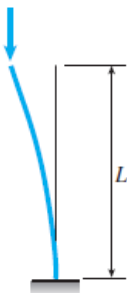
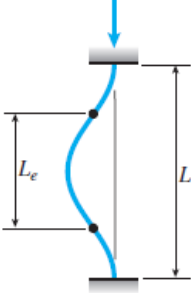
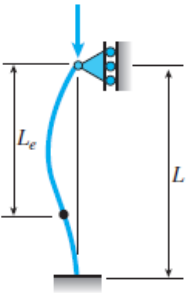
(a) Columna articulada-articulada	(b) Columna empotrada-libre	(c) Columna empotrada-empotrada	(d) Columna empotrada-articulada
$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$	$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{2.046 \pi^2 EI}{L^2}$
			
$L_e = L$	$L_e = 2L$	$L_e = 0.5L$	$L_e = 0.699L$
$K = 1$	$K = 2$	$K = 0.5$	$K = 0.699$

Figura 56. Cargas críticas, longitudes efectivas y factores de longitud efectiva para columnas ideales.

Fuente: (Gere & Goodno, 2009)

Por lo tanto, el momento de inercia será

$$I = \frac{(2)(14130 \text{ N})(2 \times 2,5 \text{ m})^2}{\pi^2 (207 \times 10^9) \text{ Pa}}$$


$$I = 3,4581 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I = 34,58 \text{ cm}^4$$

Ahora se selecciona un perfil de una viga que tenga ambos momentos de inercia mayor o igual al calculado anteriormente. Para aumentar la carga critica al pandeo, se debe

aumentar lo más posible el momento de inercia de la sección. Por lo tanto, se escogerá un perfil en “C” en vez de un perfil en “U”.

Del catálogo de perfiles “C” alas paralelas de la empresa perfiles y vigas S.A.S de la ciudad de Medellín, se escogió el perfil UPE 100 con $I_x = 207 \text{ cm}^4$; $I_y = 38,2 \text{ cm}^4$; $A = 12,5 \text{ cm}^2$. Véase figura 61.


**PERFILES
& VIGAS S.A.S**

PERFIL C ALAS PARALELAS - UPE - ESPAÑA

PERFILES UPE														
DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO														
DESIGNACION	DIMENSIONES					AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS						CONS TORS Jt cm ⁴
	ALTURA		b	ALA				EJE x-x			EJE y-y			
	h	s		t	d			lx	Sx	rx	ly	Sy	ry	
	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	kg/mt	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	
UPE80	80.00	4.00	50.00	7.00	66.00	10.10	7.90	107.00	26.80	3.26	25.40	7.98	1.59	
UPE 100	100.00	4.50	55.00	7.50	85.00	12.50	9.82	207.00	41.40	4.07	38.20	10.60	1.75	
UPE 120	120.00	5.00	60.00	8.00	104.00	15.40	12.10	364.00	60.60	4.86	55.40	13.80	1.90	
UPE 140	140.00	5.00	65.00	9.00	122.00	18.40	14.50	599.00	85.60	5.71	78.70	18.20	2.07	
UPE 160	160.00	5.50	70.00	9.50	141.00	21.70	17.00	911.00	114.00	6.48	107.00	22.60	2.22	
UPE 180	180.00	5.50	75.00	10.50	159.00	25.10	19.70	1.353.00	150.00	7.34	144.00	28.60	2.39	
UPE200	200.00	6.00	80.00	11.00	178.00	29.00	22.80	1.909.00	191.00	8.11	187.00	34.40	2.54	
UPE220	220.00	6.50	85.00	12.00	196.00	33.90	26.60	2.682.00	244.00	8.90	246.00	42.50	2.70	
UPE240	240.00	7.00	90.00	12.50	217.00	38.50	30.20	3.599.00	300.00	9.67	311.00	50.10	2.84	
UPE270	270.00	7.50	95.00	13.50	243.00	44.80	35.20	5.255.00	389.00	10.80	401.00	60.70	2.99	
UPE 300	300.00	9.50	100.00	15.00	270.00	56.60	44.40	7.823.00	522.00	11.80	538.00	75.60	3.08	
UPE330	330.00	11.00	105.00	16.00	298.00	67.80	53.20	11.008.00	667.00	12.70	681.00	89.70	3.17	
UPE 360	360.00	12.00	110.00	17.00	326.00	77.90	61.20	14.825.00	824.00	13.80	844.00	105.00	3.29	
UPE400	400.00	13.50	115.00	18.00	364.00	91.90	72.20	20.981.00	1.049.00	15.10	1.045.00	123.00	3.37	

Figura 57 Especificaciones perfil “C” UPE 100

Fuente: Catalogo comercial Perfiles y vigas

Ahora se calcula el radio de giro mínimo r_{min} mediante la ecuación 28 utilizando el momento de inercia menor y el área del perfil seleccionado.

$$r_{min} = \sqrt{\frac{38,2 \text{ cm}^4}{12,5 \text{ cm}^2}}$$

$$r_{min} = 1,7481 \text{ cm}$$

Luego se calcula la relación de esbeltez SR mediante la ecuación 24.

$$SR = \frac{(2)(2,5\text{ m})}{(0,017481\text{ m})}$$

$$SR = 286,02$$

Ahora como $SR > C_c$ la columna es larga y se comprueba la hipótesis. Por lo tanto, las dimensiones del perfil seleccionado son correctas. Según la ecuación 26 la carga crítica de pandeo será:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2(207 \times 10^9 \text{ Pa})(3,82 \times 10^{-7} \text{ m}^4)}{(2 \times 2,5 \text{ m})^2}$$

$$P_{cr} = 31,21 \text{ KN}$$

Y el factor de seguridad será

$$n = \frac{P_{cr}}{F_{tc}} = \frac{31,21 \text{ KN}}{14,13 \text{ KN}} = 2,24 \quad (58)$$

Se considerará un factor de seguridad grande debido a que para aplicar la ecuación de Euler para hallar la carga crítica en columnas largas, se supone que la carga se aplica directamente sobre el eje centroidal de la sección transversal de dicha columna.

En cuanto a las vigas de la estructura fija se selecciona acero estructural ASTM A36 con $S_y = 248 \text{ MPa}$, se toma $n = 1,2$ y se usa la ecuación 31 para calcular el módulo de sección necesario para este elemento estructural.

$$Z \geq \frac{(1,2) \times (2119,5 \text{ N} \cdot \text{m})}{248 \text{ MPa}}$$

$$Z \geq 1,0256 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 10,256 \text{ cm}^3$$

Se selecciona perfil en C cuyo módulo de sección respecto al eje centroidal en el que tenderá a darse la flexión sea mayor que $Z = 10,256 \text{ cm}^3$, esto es eje y-y, del perfil UPE100 con $Z = 10,60 \text{ cm}^3$. Ver figura 55. El perfil seleccionado para las columnas es el mismo para el de las vigas.

3.1.7.2 Elementos de soporte

Para calcular la fuerza que actúan en los elementos de soporte, se hace un análisis de la estructura en su punto más crítico, que se da cuando la parte móvil se encuentra en la parte superior. Para ello se dibuja el diagrama de cuerpo libre de la estructura. Véase figura 62.

Usando la parte (B) de la figura 62. Se calcula la fuerza interna F_{ce} en el elemento CE.

La cual es la fuerza a través de los elementos de soporte. Usando las ecuaciones 33 y 34 se halla la fuerza en los elementos de soporte.

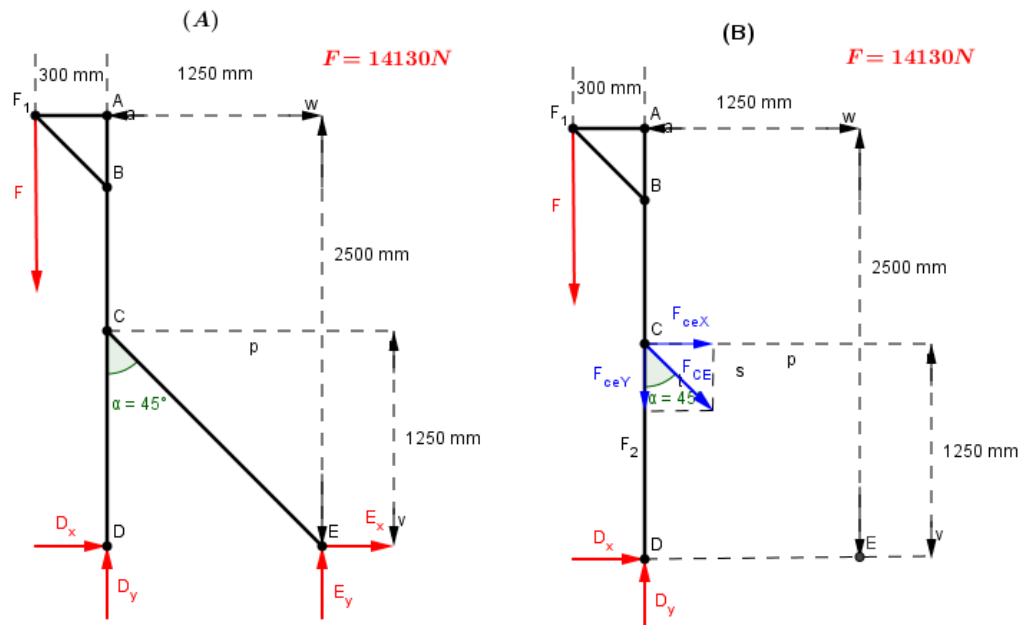


Figura 58. Diagrama de cuerpo libre de la estructura.

Fuente: Autores, (2017)

$$\sum M_D = 0; \quad (F)(300 \text{ mm}) - (F_{ceX})(1250 \text{ mm}) = 0$$

$$F_{CE} = \frac{(14130 \text{ N})(300 \text{ mm})}{(1250 \text{ mm})\left(\frac{\sqrt{2}}{2}\right)}$$

$$\mathbf{F_{CE} = 4795.88 \text{ N}}$$

$$\sum F_Y = 0; \quad D_Y - F - F_{ceY} = 0$$

$$D_Y = F + (F_{CE})\left(\frac{\sqrt{2}}{2}\right)$$

$$D_Y = 14130 \text{ N} + (4795.88 \text{ N})\left(\frac{\sqrt{2}}{2}\right)$$

$$D_Y = 17521 \text{ N}$$

$$\sum F_X = 0; \quad D_x + F_{ceX} = 0$$

$$D_X = -(F_{CE})\left(\frac{\sqrt{2}}{2}\right)$$

$$D_X = -(4795.88 \text{ N})\left(\frac{\sqrt{2}}{2}\right)$$

$$D_X = -3391 \text{ N}$$

$$D = \sqrt{(3391.2)^2 + (17521)^2}$$

$$\mathbf{D = 17846 \text{ N}}$$

Del diagrama de cuerpo libre de la estructura. Figura 62 parte (A) se tiene que:

$$\sum F_Y = 0; \quad D_Y + E_Y - F = 0$$

$$E_Y = 14130 \text{ N} - 17521$$

$$E_Y = -3391 \text{ N}$$

$$\sum F_X = 0; \quad D_X + E_X = 0$$

$$E_X = -(-3391)$$

$$E_X = 3391$$

$$E = \sqrt{(3391)^2 + (-3391)^2}$$

$$\mathbf{E = 4795 \text{ N}}$$

Los elementos de soporte transmitirán fuerzas de las columnas a la base y le darán estabilidad a la estructura.

De un catálogo de perfiles del consorcio metalúrgico nacional se extrae el esfuerzo de fluencia del acero estructural ASTM A-500 grado B correspondiente a 322 MPa y se aplica un factor de seguridad de 2 para obtener el valor del área mínima de la sección transversal del elemento para que este no falle.

$$A = \frac{(2398 \text{ N})(2)}{322 \text{ MPa}}$$

$$A = 1,4894 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$A = 0,1498 \text{ cm}^2$$

Se selecciona un tubo cuadrado de acero estructural de 40 mm de lado, área de sección transversal de $2,20 \text{ cm}^2$ y espesor de $1,5 \text{ mm}$. Ver figura 63.

CARACTERISTICAS Y DENOMINACION							
TAMAÑO PERFIL				Espesor pared	PESO		AREA
TAMAÑO NOMINAL		REAL			Negro	Galvanizado	
PULGADAS	MILIMETROS	d	b	e	Kg/m	Kg/m	cm ²
1 X 1	25 X 25	25,00	25,00	1,50	1,12	1,23	1,42
		25,00	25,00	2,00	1,49	1,60	1,90
		25,00	25,00	2,50	1,80	1,90	2,29
1 1/2 X 1 X/2	40 X 40	40,00	40,00	1,50	1,73	1,90	2,20
		40,00	40,00	2,00	2,32	2,49	2,95
		40,00	40,00	2,50	2,81	2,98	3,58
2 X 2	50 X 50	50,00	50,00	1,50	2,29	2,53	2,92
		50,00	50,00	2,00	3,04	3,31	3,87
		50,00	50,00	2,50	3,76	3,97	4,79
		50,00	50,00	3,00	4,48	4,62	5,70
2 3/8 X 2 3/8	60 X 60	60,00	60,00	1,50	2,67	2,94	3,39
		60,00	60,00	2,00	3,63	3,86	4,63
		60,00	60,00	2,50	4,37	4,63	5,56
		60,00	60,00	3,00	5,19	-	6,61
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70,00	70,00	1,50	3,20	3,54	4,08
		70,00	70,00	2,00	4,32	4,65	5,50
		70,00	70,00	2,50	5,26	5,59	6,70
		70,00	70,00	3,00	6,19	6,52	7,89

Figura 59. Tubo estructural seleccionado para elementos de soporte

Fuente: CONSORCIO METALÚRGICO NACIONAL LTDA, (2013)

2.2.3 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MÓVIL

Se selecciona el material de esta estructura como acero estructural ASTM A500 grado C con esfuerzo de fluencia de 316 MPa y se especifica un factor de seguridad de 1,2.

De acuerdo a la ecuación 31 se calcula el módulo de sección necesario para los elementos de la estructura móvil.

$$Z \geq \frac{(1,2) \times (2119,5 \text{ N.m})}{344,7 \text{ MPa}}$$

$$Z \geq 7,3785 \text{ cm}^3$$

Se selecciona una tubería estructural cuadrada de 60x60 mm y 2,25 mm de espesor que tiene un módulo de sección de $9,23 \text{ cm}^3$.

3.1.8 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MÓVIL

En primer lugar, se seleccionó un perfil cuadrado de 60x60 con un espesor de 2,25 el cual debió recalcularse debido. El nuevo perfil seleccionado es de acero estructural AISI A500 grado B con esfuerzo de fluencia de 345 MPa. Este es un perfil cuadrado de 75 mm de lado y 6 mm de espesor como se muestran en la figura 64.

PERFIL CUADRADO

CARACTERISTICAS Y DENOMINACION							
TAMAÑO PERFIL				Espesor pared e	PESO		AREA cm ²
TAMAÑO NOMINAL		REAL			Negro Kg/m	Galvanizado Kg/m	
PULGADAS	MILIMETROS	d mm	b mm				
1 X 1	25 X 25	25,00	25,00	1,50	1,12	1,23	1,42
		25,00	25,00	2,00	1,49	1,60	1,90
		25,00	25,00	2,50	1,80	1,90	2,29
1 1/2 X 1 X/2	40 X 40	40,00	40,00	1,50	1,73	1,90	2,20
		40,00	40,00	2,00	2,32	2,49	2,95
		40,00	40,00	2,50	2,81	2,98	3,58
2 X 2	50 X 50	50,00	50,00	1,50	2,29	2,53	2,92
		50,00	50,00	2,00	3,04	3,31	3,87
		50,00	50,00	2,50	3,76	3,97	4,79
		50,00	50,00	3,00	4,48	4,62	5,70
		60,00	60,00	1,50	2,67	2,94	3,39
		60,00	60,00	2,00	3,63	3,86	4,63
2 3/8 X 2 3/8	60 X 60	60,00	60,00	2,50	4,37	4,63	5,56
		60,00	60,00	3,00	5,19	-	6,61
		70,00	70,00	1,50	3,20	3,54	4,08
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70,00	70,00	2,00	4,32	4,65	5,50
		70,00	70,00	2,50	5,26	5,59	6,70
		70,00	70,00	3,00	6,19	6,52	7,89
3 X 3	75 X 75	75,00	75,00	3,00	6,35	-	8,41
		75,00	75,00	4,00	8,35	-	10,95
		75,00	75,00	5,00	10,30	-	13,36
		75,00	75,00	6,00	12,25	-	15,63

Figura 60. Selección del perfil recalculado

Fuente: (CONSORCIO METALÚRGICO NACIONAL LTDA, 2013)

Las simulaciones de la estructura móvil con el perfil redimensionado y la carga en su punto de aplicación definitivo muestran en las figuras 73, 74 y 75.

3.1.9 ANÁLISIS DE SOLDADURA EN LA PARTE FIJA Y PARTE MOVIL

3.1.10 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE TORNILLOS, PERNOS Y SOLDADURA

Cálculo de la soldadura entre las columnas y las vigas, estructura fija.

En el diseño de la máquina se hizo necesario la unión de perfiles C de alas paralelas usados en las columnas y vigas de la estructura, estas uniones se realizaron usando soldadura con arco y metal protegido (SMAW, por sus siglas en inglés). Este tipo de soldadura es uno de los procesos de unión más antiguos, sencillos y versátiles. Hoy en día, alrededor de 50% de toda la soldadura en la industria y el mantenimiento se realiza mediante este proceso (Kalpakjian & Schmid, 2008).

Siguiendo el diseño planteado los perfiles en C se deben cortar a 45° en los extremos formando ángulos rectos cuando son unidos como se muestra en la Figura. Considerando que el espesor del material de la parte unida más gruesa es 7,5 mm, este valor está entre $\frac{1}{4}$ de pulgada y $\frac{1}{2}$ de pulgada, se determinó que el tamaño mínimo de la soldadura de filete h es de $\frac{3}{16}$ de pulgada. (Budymas & Nisbett, 2012). También se calculó que la longitud de cada cordón de soldadura en los cortes a 45° es de 3,06 pulgadas.

Se usa la carga de 14130 N para los cálculos por flexión debido a que esta será la máxima fuerza a la que estará sometida la estructura fija y se aplica el método donde se consideran las soldaduras como una línea, esto no interfiere con el enfoque conservador del modelo,

además se hace posible el uso de los patrones de soldadura en cada unión. (Budynas & Nisbett, 2012)

Se escoge el patrón de soldadura acorde a la estructura. Figura 65

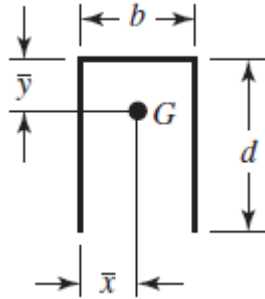


Figura 61. Patrón de soldadura para la unión de la viga a las columnas

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

$$A = 0,707h(b + 2d) \quad (56)$$

De las dimensiones de los elementos a unir se obtienen los valores $b = 3,937in$, $d = 3,06in$.

El valor h se obtiene de la tabla 9-6 parte b del libro de diseño (Budynas & J., Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2012) dependiendo del espesor del material de la parte unida más gruesa con la recomendación de no exceder el espesor de la parte más delgada.

En esta unión se obtiene $h = \frac{3}{16} in$

$$A = (0,707) \left(\frac{3}{16} in \right) (3,937in + 2(3,06in))$$

$$A = 1,33 in^2$$

$$\bar{x} = b/2, \bar{x} = 1,9685in$$

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b+2d}, \bar{y} = 0,93 \text{ in}$$

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2, I_u = 10,38 \text{ in}^3$$

$$I = 0.707hI_u \quad (57)$$

$$I = 1,376 \text{ in}^4$$

Donde:

A : Área del cordón de soldadura [in^2]

I_u : Segundo momento de área unitaria [in^3]

h : Garganta de la soldadura [in]

d : Longitud del cordón de soldadura [in]

I : Segundo momento de área [in^4]

La fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (58)$$

$$\tau' = \frac{1588,5 \text{ lb}}{1,33 \text{ in}^2}$$

$$\tau' = 1194,36 \text{ psi}$$

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} \quad (59)$$

Como se calculó en la sección de vigas de la estructura fija el momento flector máximo es 2120N.m que equivalen a 18763.58 lb-in

$$\tau'' = \frac{(18763,58 \text{ lb. in})(0,93 \text{ in})}{1,376 \text{ in}^4}$$

$$\tau'' = 12682 \text{ psi}$$

$$\tau = \left(\tau'^2 + \tau''^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (60)$$

$$\tau = ((1194,36 \text{ psi})^2 + (12682 \text{ psi})^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\tau = 12738 \text{ psi}$$

$$\tau = 12,7 \text{ kpsi}$$

Según el código AISC, tabla 9-4 del libro (Budynas & J., Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2012) el esfuerzo permisible para el material de aporte del electrodo E6011 sometido a carga de flexión es:

$$\tau_{per} = 0,60 S_y$$

$$\tau_{per} = 0,60(50 \text{ kpsi})$$

$$\tau_{per} = 30 \text{ kpsi}$$

Al comparar el esfuerzo permisible con el que soportará la soldadura se observa que esta no fallará dado que el esfuerzo permisible está muy por encima del esfuerzo al que se someterán los cordones de soldadura.

Para evaluar la resistencia del material base se calculará el factor de seguridad de la unión respecto al acero estructural AISI A36 que es material del que está hecho el perfil de la estructura.

$$\sigma = \frac{M}{I/c}$$

$$I/c = 10,60 \text{ cm}^3 = 0,64685 \text{ in}^3$$

$$\sigma = \frac{18763.58 \text{ psi}}{0,64685 \text{ in}^3} = 29 \text{ kpsi}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{35.969 \text{ kpsi}}{29 \text{ kpsi}}$$

$$n = 1,2$$

Para el cálculo del resto de soldaduras se usa un procedimiento similar al seguido en la estructura fija y usando en todos los casos electrodos E6011.

Entre la placa que sirve de apoyo al motor del sistema de empuje y elevación y el perfil en C de la viga se aplicará el mismo cordón de soldadura calculado para la estructura fija debido a que la fuerza aplicada está a una distancia mucho menor de la unión soldada en la placa por lo que generará esfuerzos menores.

Soldadura para la estructura móvil

Siguiendo el mismo procedimiento usado para de las uniones de la estructura de la máquina se selecciona la soldadura SMAW con electrodo E6011 y ¼ in de garganta para unir las partes constitutivas de la estructura móvil.

Teniendo en cuenta los espesores de las partes a unir y la tabla 9-4 del libro (Budynas & J., Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2012) se toma $h = 1/8 \text{ in}$

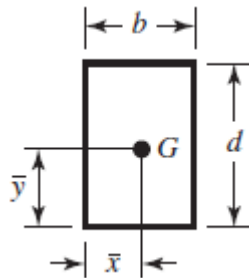


Figura 62. Patrón de soldadura para la estructura móvil

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

$$b = 2,36 \text{ in}, \quad d = 3,34 \text{ in}, \quad h = 1/8 \text{ in}$$

$$A = 1,414h(b + d), \quad I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d), \quad I = 0.707hI_u$$

$$A = 1,007 \text{ in}^2, \quad I_u = 19,37 \text{ in}^3, \quad I = 1,71 \text{ in}^4$$

$$\tau' = \frac{1588,5 \text{ lb}}{1,007 \text{ in}^2} = 1577,5 \text{ psi}$$

$$\tau'' = \frac{Mc}{I}$$

$$\tau'' = \frac{(18763,58 \text{ lb. in})(1,18 \text{ in})}{1,71 \text{ in}^4}$$

$$\tau'' = 12838,24 \text{ psi}$$

$$\tau = \left(\tau'^2 + \tau''^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\tau = ((1577,5 \text{ psi})^2 + (12838,24 \text{ psi})^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\tau = 12,9 \text{ kpsi}$$

El esfuerzo permisible para el material de aporte sometido a carga de flexión es:

$$\tau_{per} = 30 \text{ kpsi}$$

Esta soldadura no fallará dado que el esfuerzo permisible está muy por encima del esfuerzo al que estará sometida.

Analizando el material base se obtiene:

$$\sigma = \frac{M}{I/c}$$

$$\sigma = \frac{(18763,58 \text{ lb. in})}{0,5651 \text{ in}^3} = 33,2 \text{ kpsi}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{35.969 \text{ kpsi}}{33,2 \text{ kpsi}}$$

$$n = 1,1$$

Soldadura entre los elementos de sujeción de la cadena a la estructura móvil

Parte inferior

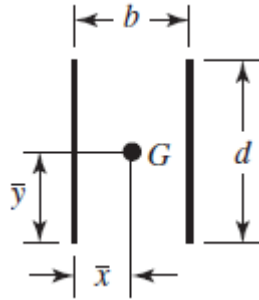


Figura 63. Patrón de soldadura para la sujeción de la cadena a la estructura móvil

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

Teniendo en cuenta los espesores de las partes a unir y la tabla 9-4 del libro (Budynas & J., Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2012) se toma $h = \frac{1}{8} in$

$$b = 1,97 in, \quad d = 2,36 in, \quad \bar{x} = b/2, \quad \bar{y} = d/2, \quad I_u = \frac{d^3}{3}, \quad I = 0.707hI_u$$

$$A = 1,414hd, \quad h = \frac{1}{8} in$$

$$A = 0,41713, \quad I_u = 4,38 in^3$$

$$I = 0,387 in^4$$

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

$$\tau' = \frac{3177 lb}{0,41713 in^2}$$

$$\tau' = 7616,3 psi$$

$$\tau'' = \frac{Mc}{I}$$

$$\tau'' = \frac{(3177 lb \times 1,1811 in)(1,18 in)}{0,387 in^4}$$

$$\tau'' = 11344,4 psi$$

$$\tau = ((7616,3 \text{ psi})^2 + (11344,4 \text{ psi})^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\tau = 13,5 \text{ kpsi}$$

Se sabe del cálculo anterior que el esfuerzo permisible para el material de aporte sometido a carga de flexión es:

$$\tau_{per} = 30 \text{ kpsi}$$

Nuevamente se observa que los cordones de soldadura no fallarán dado que el esfuerzo permisible está muy por encima del esfuerzo al que se someterán.

$$\sigma = \frac{M}{I/c}$$

De acuerdo a la geometría del elemento a unir al perfil cuadrado de la estructura móvil se calcula la relación I/c

$$\frac{I}{c} = \frac{\frac{50\text{cm} \times (60\text{cm})^3 - 25\text{cm} \times (60\text{cm})^3}{12}}{30\text{cm}}$$

$$I/c = 15 \text{ cm}^3 = 0,92 \text{ in}^3$$

$$\sigma = \frac{(3177 \text{ lb} \times 1,1811 \text{ in})}{0,92 \text{ in}^3} = 4,1 \text{ kpsi}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{35,969 \text{ kpsi}}{4,1 \text{ kpsi}}$$

$$n = 8,77$$

Parte superior

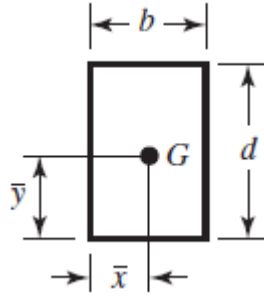


Figura 64. Patrón de soldadura para la sujeción de la cadena a la estructura móvil

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

$$b = 1 \text{ in}, \quad d = 0,625 \text{ in},$$

Teniendo en cuenta los espesores de las partes a unir y la tabla 9-4 del libro (Budynas & J., Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2012) se toma $h = \frac{5}{16} \text{ in}$

$$A = 1,414h(b + d), \quad I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d), \quad I = 0.707hI_u \quad \bar{x} = b/2, \quad \bar{y} = d/2$$

$$A = 0,718 \text{ in}^2, \quad I_u = 0,236 \text{ in}^3, \quad I = 0,052 \text{ in}^3$$

El esfuerzo cortante debido a la carga vertical

$$\tau = \frac{3177 \text{ lb}}{0,718 \text{ in}^2} = 4,42 \text{ kpsi}$$

Se sabe que el esfuerzo permisible para el material de aporte sometido a carga de flexión es:

$$\tau_{per} = 30 \text{ kpsi}$$

Se observa que los cordones de soldadura no fallarán dado que el esfuerzo permisible está muy por encima del esfuerzo al que se someterán.

Los cordones de soldadura planteados en el diseño del equipo perforador son simulados en el software SolidWorks para obtener más detalles del comportamiento de las uniones soldadas.

Selección de pernos para elementos de soporte y estructura fija.

Los pernos que unirán los elementos de soporte tanto a la base como a las columnas y deben soportar la carga de 2398 N calculada en el elemento estructural.

Remplazando los valores correspondientes a la estructura del equipo perforador en la ecuación 42, con tornillos de acero grado 4.8 cuya resistencia mínima a la fluencia es de 240 MPa (Budynas y Nisbett, 2012) y un factor de seguridad de 2 se obtiene:

$$D = \sqrt{\frac{2(2398N)(2)}{(\pi)(0,577)(240MPa)}}$$

$$D = 4,7 \text{ mm}$$

Se seleccionan tornillos de acero 13x3x1-N de grado 4,6 con su respectiva tuerca.

Se sigue este mismo procedimiento para calcular el diámetro del pasador que unirá las columnas directamente a la base. Se usa la ecuación 42 con la diferencia de que en este caso la fuerza cortante es 8923 N e identificando el área que se trata de cortar.

$$D = \sqrt{\frac{4(8923N)(2)}{(\pi)(0,577)(240MPa)}}$$

$$D = 12,80 \text{ mm}$$

Se seleccionan pernos de acero 13x5x1-N de grado 4,6 con su respectiva tuerca.

$$D = 9,057 \text{ mm}$$

2.2.5.2 Selección de tornillos para la sujeción de la carcasa del swivel

El swivel incluye una carcasa que sirve de alojamiento a los rodamientos y que tiene forma de cilindro circular hueco con dos tapas que deben sujetarse con el cuerpo cilíndrico central. Para esto emplearemos tornillos de cabeza hexagonal hueca (Tornillo cilíndrico Allen rosca completa) con el fin de que no haya interferencia al momento de hacer el montaje del swivel con el motor hidráulico.

Se utilizarán tornillos Allen rosca completa M6x1 de calidad 5.8 ya que estos soportan satisfactoriamente las cargas y esfuerzos aplicados a la unión roscada.

A continuación, se muestran las simulaciones realizadas en el software SolidWorks 2016 para verificar que los cordones de soldadura seleccionados para la parte fija y parte móvil son apropiados para el diseño.

En las figuras 71 y 72 se puede observar que los tamaños de soldadura mínimos calculados por el software son menores que los tamaños de cordón utilizado. Por lo tanto, las soldaduras son aceptables y cumplen con los requerimientos de trabajo.

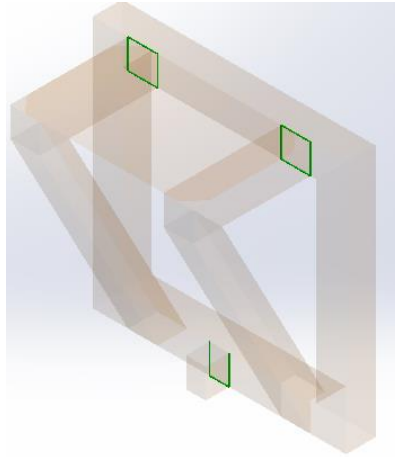


Figura 65. Cordones de soldadura críticos en la parte móvil.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks 2016.

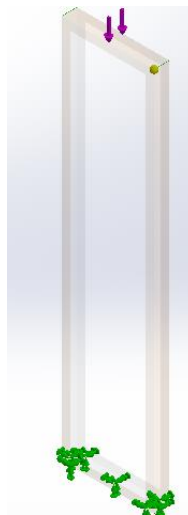


Figura 66. Cordones de soldadura críticos en la parte fija.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks 2016.

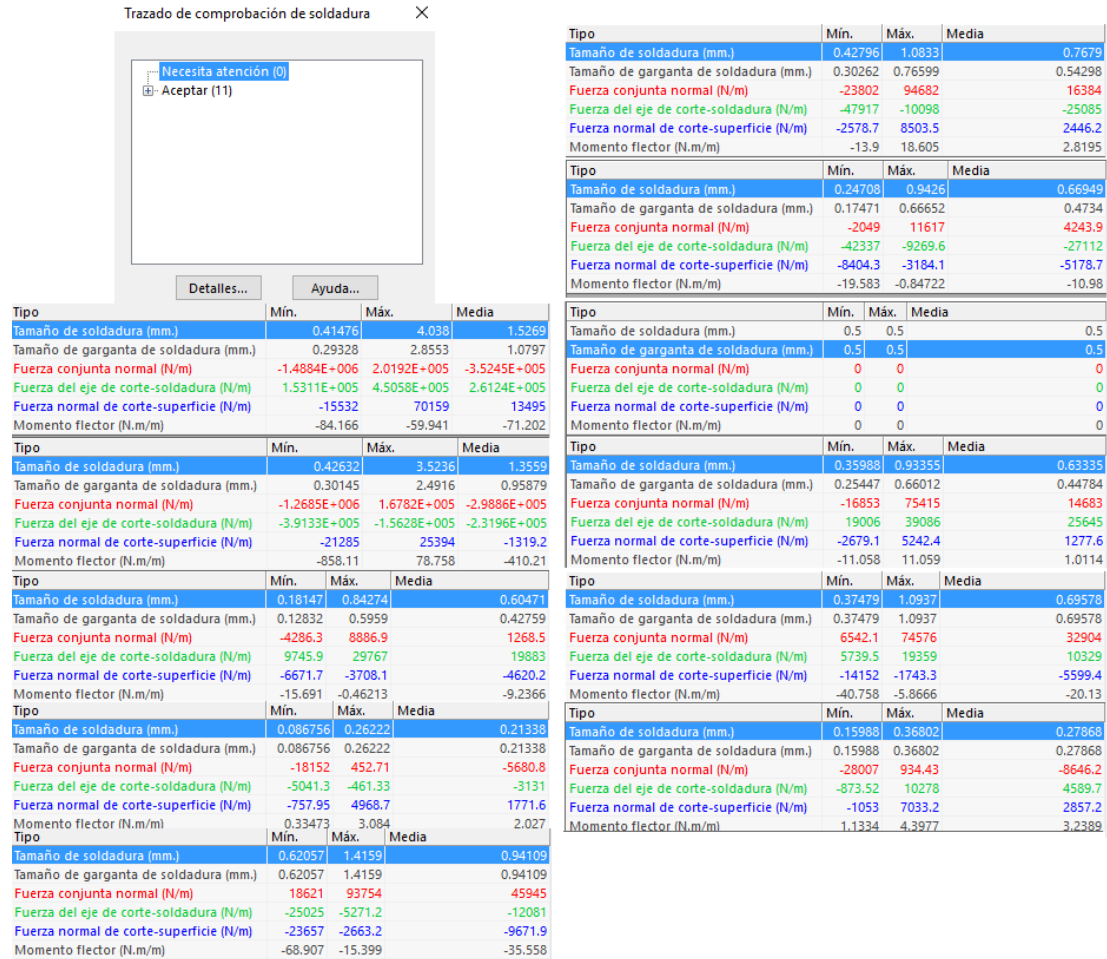


Figura 67. Simulación de soldadura en la parte móvil con perfil cuadrado 75x75.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks 2016.

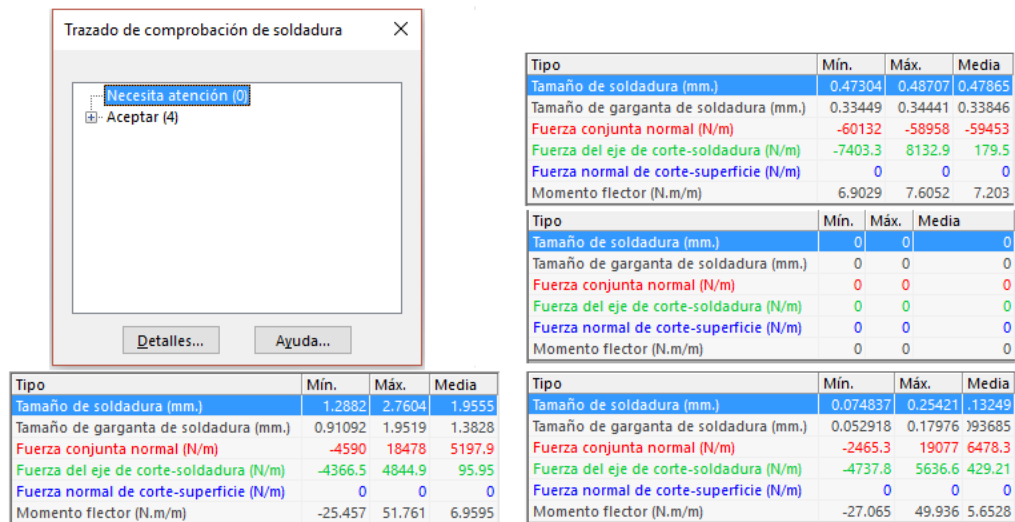


Figura 68. Simulación de soldadura en la parte fija.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks 2016.

En la figura 73 se muestra la simulación del esfuerzo de Von Mises de la parte móvil con un perfil rectangular 60x60x2,5 y se observa que esta falla por resistencia debido a las consideraciones dichas anteriormente. También se puede observar que el cordón de soldadura E6011 con 3/16 pulgada de garganta en la parte inferior es inferior al calculado por SolidWorks, por lo tanto, las soldaduras en la parte inferior son inaceptables.

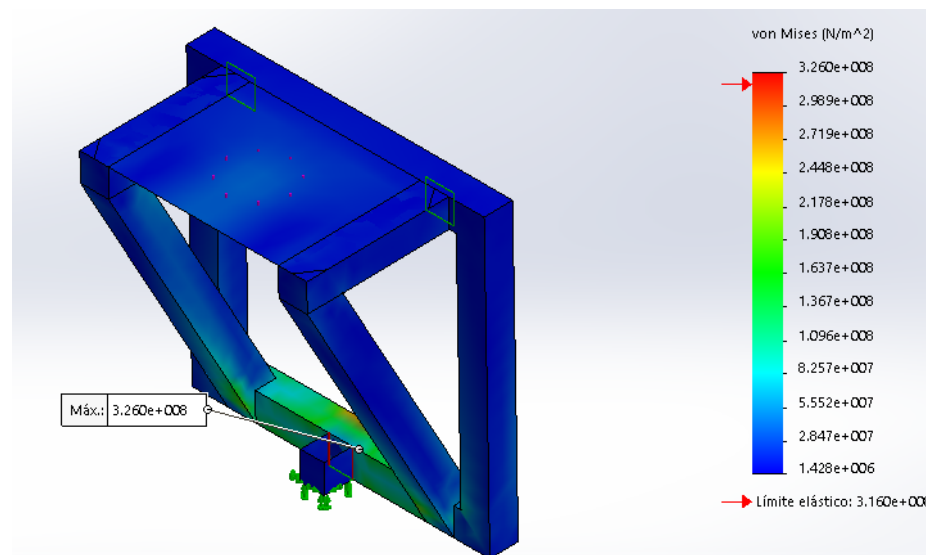


Figura 69. Simulación esfuerzo de Von Mises parte móvil con perfil cuadrado de 60x60

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de SolidWorks 2016.

Seguidamente se muestran las simulaciones del esfuerzo de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad para la parte móvil con el nuevo perfil cuadrado de 75x75x6

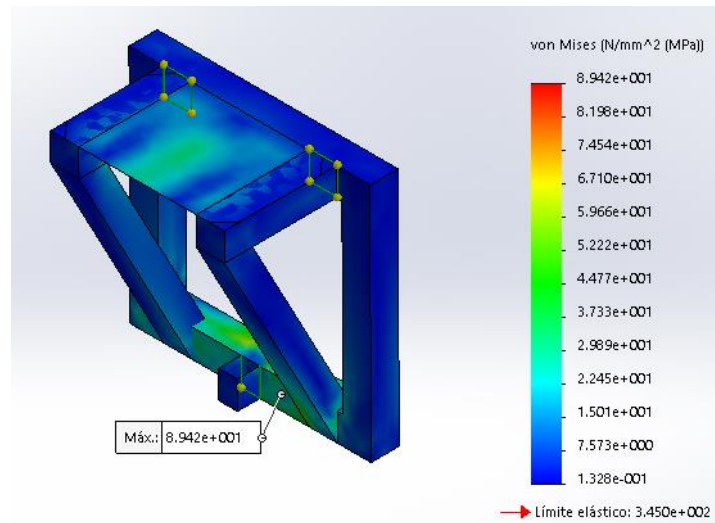


Figura 70. Simulación esfuerzo de Von Mises parte móvil con perfil cuadrado 75x75

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de SolidWorks 2016.

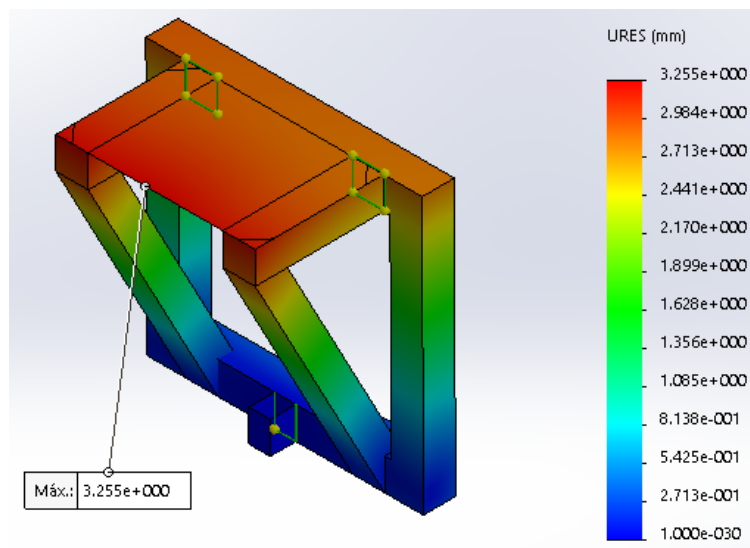


Figura 71. Simulación desplazamientos parte móvil con perfil cuadrado 75x75

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

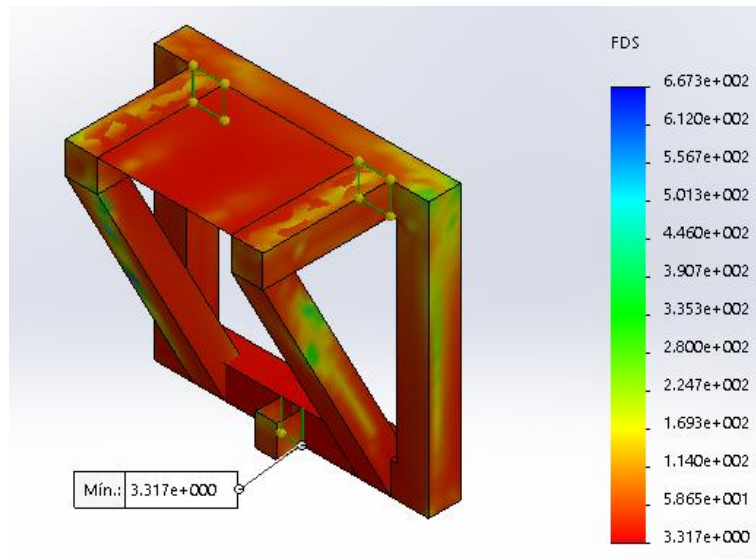


Figura 72. Simulación factor de seguridad parte móvil con perfil cuadrado 75x75

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

En las figuras 74, 75 y 76 se puede observar que la parte móvil con un perfil cuadrado de 75x75 no fallara plásticamente debido a que los esfuerzos de Von Mises máximos no superan el límite elástico del material. También se puede observar que el desplazamiento máximo es solamente de 3,25 mm y se obtiene un factor de seguridad de 3.31 consiguiéndose así un diseño confiable para esta parte crítica del equipo de perforación.

3.1.11 DISEÑO DE LAS PLACAS PARA MONTAR EL SWIVEL Y LAS MORDAZAS

Este elemento servirá de soporte para las mordazas, se apoyará directamente sobre los perfiles de la base de la estructura. A esta placa se le hará una perforación de 70 mm debido a las dimensiones de la tubería y de las mordazas. Ver figura 77.

Para calcular el esfuerzo por flexión usamos la siguiente ecuación 60

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (60)$$

Donde

M : Momento flector.

c : Distancia desde el eje neutro de la sección transversal de la viga hasta el extremo de esta $[m]$

I : Momento de inercia de la viga respecto al eje neutro $[m^4]$

Para la sección transversal de la placa el momento de inercia y la distancia c serán:

$$I = \frac{bt^3}{12} - \frac{dt^3}{12} \quad (62)$$

Donde:

b : Profundidad de la placa $[m]$

d : Diámetro del agujero de la placa $[m]$

t : Espesor de la placa $[m]$

$$c = \frac{t}{2} \quad (63)$$

Se calcula la relación $\frac{c}{I}$

$$\frac{c}{I} = \frac{\frac{t}{2}}{\frac{bt^3}{12} - \frac{dt^3}{12}} = \frac{12t}{2(bt^3 - dt^3)}$$

$$\frac{c}{I} = \frac{12t}{2t^3(b - d)}$$

$$\frac{c}{I} = \frac{6}{t^2(b - d)} \quad (64)$$

Donde d es el diámetro del círculo perforado en la placa, b es la profundidad de la placa especificada de 300 mm y t el espesor de la placa.

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (65)$$

Donde

M : Momento flector máximo [$N.m$]

Usando las ecuaciones 64 y 65 se obtiene la ecuación 66

$$\sigma_{max} = M \frac{6}{t^2(b-d)} \quad (66)$$

σ_{max} : Esfuerzo por flexión máximo [Pa]

M : Momento flector máximo [$N.m$]

Se asocia el momento flector con el factor de seguridad y el esfuerzo de fluencia del material S_y usado para la viga con la siguiente expresión:

$$\sigma_{max} \leq \frac{S_y}{n} \quad (67)$$

Donde n es el factor de seguridad y S_y es la resistencia a la fluencia del material.

Asociando las ecuaciones 66 y 67, y se obtiene una ecuación para calcular el espesor de la placa. Ecuación 68.

$$\frac{S_y}{n} = \frac{6M}{t^2(b-d)}$$

$$t^2 = \frac{6nM}{S_y(b-d)}$$

$$t = \sqrt{\frac{6nM}{S_y(b-d)}} \quad (68)$$

El momento flector será $M = \frac{14130N}{2}(0,3\text{ m})$.

$$M = 2119,5\text{ N.m}$$

El material de la placa es acero estructural ASTM A36 con $S_y = 250\text{ MPa}$

Se remplazan todos los valores en la ecuación 68.

$$t = \sqrt{\frac{6(1,5)(2119,5\text{ N.m})}{250\text{ MPa}(0,3\text{m} - 0,07\text{m})}}$$

$$t = 18,21\text{ mm}$$

Se requiere de una placa de espesor mínimo de 18,21 mm de acero estructural ASTM-A36. Se selecciona una placa de acero ASTM A36 de 19 mm de espesor como se muestra en la figura 78.

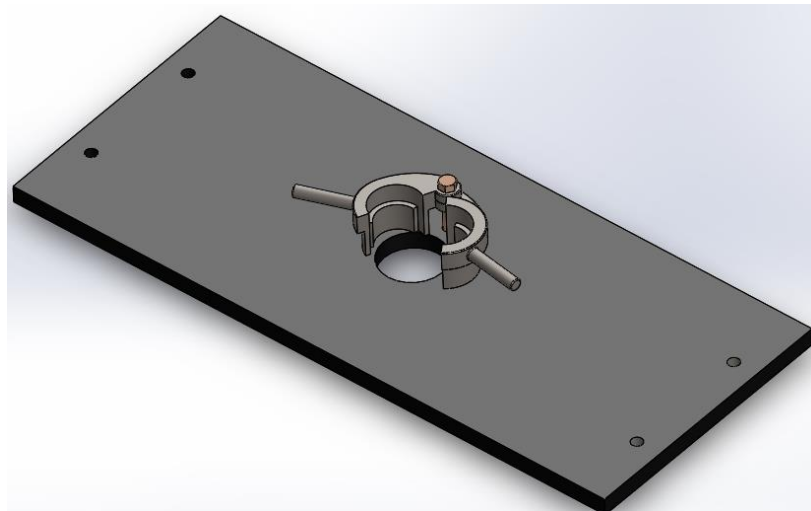


Figura 73. Ensamblaje de mordazas y placa base

Fuente: Autores, (2017) Imagen obtenida de SolidWorks 2016



Dimensiones y Pesos de láminas comerciales

ESPESOR			M2	1.0 x 2.0 Mts.	1.22 x 2.44 Mts.	1.83 x 6.09 Mts.	2.0 x 6.0 Mts.	2.44 x 6.09 Mts.
CALIBRE	PULGADA	MILIMETRO	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.
16		1.50	11.78	23.56	35.01	131.00	141.00	175.00
14		1.90	14.92	29.85	44.35	166.00	179.00	222.00
		2.50	19.63	39.27	58.35	219.00	236.00	292.00
12		2.66	20.89	41.78	62.09	233.00	251.00	311.00
11		3.00	23.56	47.12	70.02	263.00	283.00	350.00
	1/8"	3.17	24.90	49.79	73.99	278.00	299.00	370.00
		4.00	31.42	62.83	93.37	350.00	377.00	467.00
		4.50	35.34	70.69	105.04	394.00	424.00	525.00
	3/16"	4.76	37.38	74.77	111.11	417.00	449.00	556.00
		5.00	39.27	78.54	116.71	438.00	471.00	584.00
		6.00	47.12	94.25	140.05	525.00	565.00	700.00
	1/4"	6.35	49.87	99.75	148.22	556.00	598.00	741.00
	5/16"	7.94	62.36	124.72	185.33	695.00	748.00	927.00
		8.00	62.83	125.66	186.73	700.00	754.00	934.00
		9.00	70.69	141.37	210.07	788.00	848.00	1,051.00
	3/8"	9.53	74.85	149.70	222.44	834.00	898.00	1,113.00
		10.00	78.54	157.08	233.41	876.00	942.00	1,167.00
		12.00	94.25	188.50	280.10	1,051.00	1,131.00	1,401.00
	1/2"	12.70	99.75	199.49	296.44	1,112.00	1,197.00	1,483.00
		13.00	102.10	204.20	303.44	1,138.00	1,225.00	1,518.00
		15.00	117.81	235.62	350.12	1,313.00	1,414.00	1,751.00
	5/8"	15.88	124.72	249.44	370.66	1,390.00	1,497.00	1,854.00
		16.00	125.66	251.33	373.46	1,401.00	1,508.00	1,868.00
		19.00	149.23	298.45	443.49	1,664.00	1,791.00	2,218.00
	3/4"	19.05	149.62	299.24	444.65	1,668.00	1,795.00	2,224.00

Figura 74. Lámina seleccionada

(CODIACERO ACERO Y SERVICIO , 2008)

Para corroborar los cálculos realizados anteriormente, se realizó una simulación en el software SolidWorks 2016 de la placa base con espesor de 3/4 de pulgada y material ASTM A36. Con una carga alrededor del agujero de 14130 N y apoyada en los extremos. Véase en las figuras 79, 80 y 81 se muestran las simulaciones del esfuerzo Von Mises, desplazamientos relativos y factor de seguridad de la placa base.

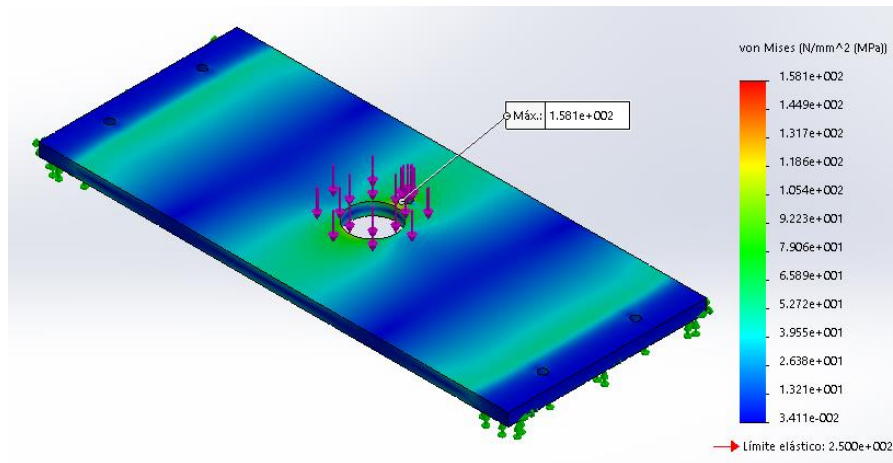


Figura 75. Simulación esfuerzo de Von Mises de la placa base

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

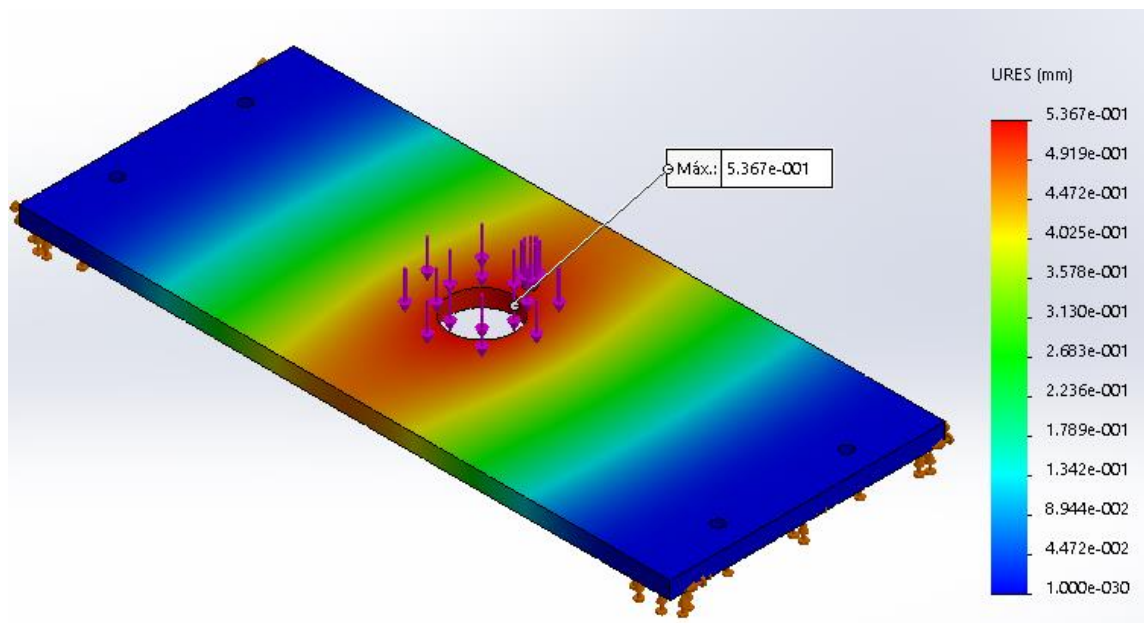


Figura 76. Simulación desplazamiento de la placa base.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

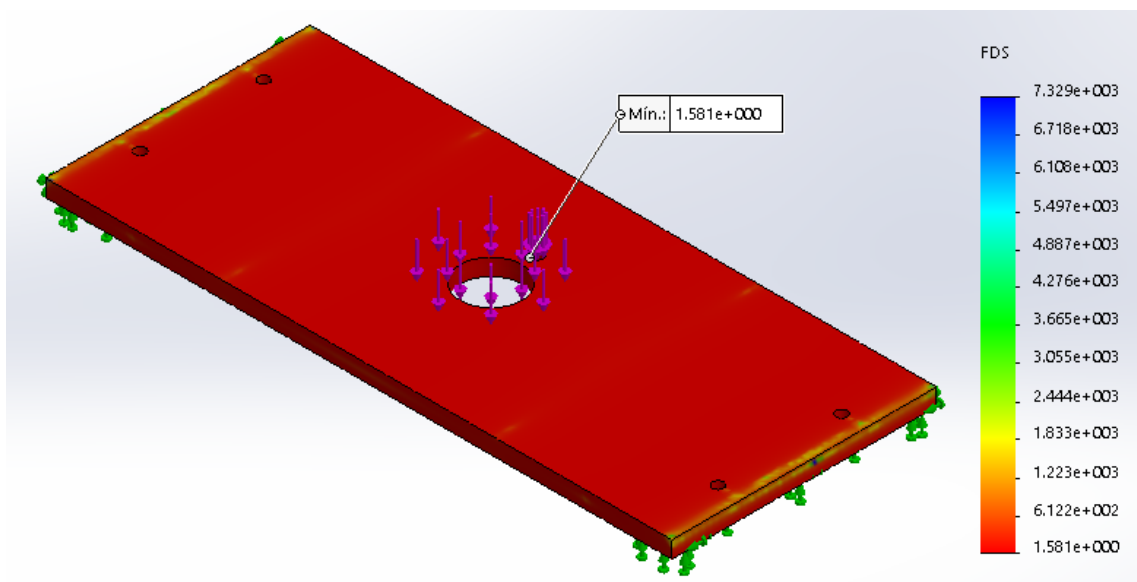


Figura 77. Simulación Factor de seguridad de la placa base.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

A continuación, en la tabla 16. Se resumen los resultados de la simulación de la placa base de 3/8 de pulgada.

Tabla 14. Resultado de la simulación de la placa base.

VARIABLE CALCULADA	ACERO ASTM A36	
	MÍNIMO	MÁXIMO
Tensión de Von Mises	0,0341 MPa	158,1 MPa
Desplazamiento	1 μ m	0,5357 mm
Factor de seguridad	1,58	732,9

Fuente: Autores, (2017)

De la tabla 16. Se puede observar que la placa no fallara o plastificara, debido a que el esfuerzo de Von Mises máximo de 158,1 MPa es menor que el limite elástico del acero ASTM A36 de 250 MPa. El factor de seguridad mínimo es de 1.58 lo que confirma que

la placa no fallara bajo las condiciones de carga dadas y está muy cercano al factor de diseño de 1.5 implementado en los cálculos analíticamente. El desplazamiento máximo de la placa es mínimo, menor a 1 mm.

3.1.12 DISEÑO DEL SISTEMA DE EMPUJE Y ELEVACIÓN

Los diferentes tipos de sistemas de elevación se muestran en la figura 7. Para el equipo diseñado se usara el sistema de piñón con cadena.

Selección de la cadena

Como primer parámetro para seleccionar la transmisión por cadena de rodillos y piñones se debe conocer la potencia a transmitir en *HP* que se determina con las condiciones de funcionamiento del motor hidráulico usando la siguiente ecuación 43.

$$HP = \frac{7380 \text{ lib} - \text{in} \times 22 \text{ RPM}}{63025}$$

$$HP = 2,576$$

Conociendo las rpm del piñón conductor se busca en las tablas de capacidad para transmisión de potencia de cadenas de rodillos del catálogo de un fabricante comercial, el paso de la cadena y el número de dientes del piñón conductor que permita transmitir la potencia ya calculada. Ver figura 82

HORSEPOWER RATINGS SINGLE STRAND ROLLER CHAIN

No. of Teeth Small Spkt.	REVOLUTIONS PER MINUTE-SMALL SPROCKET (rpm)																	
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600
11	0.97	2.22	4.14	7.72	11.1	14.4	20.8	26.9	30.3	30.3	30.3	27.4	23.0	19.6	17.0	14.9	11.84	9.69
12	1.07	2.44	4.55	8.48	12.2	15.8	22.8	29.5	33.4	33.4	33.4	31.2	26.2	22.4	19.4	17.0	13.5	11.0
13	1.16	2.66	4.96	9.25	13.3	17.3	24.9	32.2	36.3	36.3	36.3	35.2	29.5	25.2	21.8	19.2	15.2	12.5
14	1.26	2.88	5.37	10.0	14.4	18.7	26.9	34.9	39.4	39.4	39.4	39.4	33.0	28.2	24.4	21.4	17.0	13.9
15	1.36	3.10	5.79	10.8	15.6	20.1	29.0	37.6	43.7	43.7	43.7	43.7	36.6	31.2	27.1	23.8	18.9	15.4
16	1.46	3.32	6.20	11.6	16.7	21.6	31.1	40.3	48.1	48.1	48.1	48.1	40.3	34.4	29.8	26.2	20.8	17.0
17	1.56	3.55	6.62	12.4	17.8	23.1	33.2	43.0	52.6	52.7	52.7	52.7	44.1	37.7	32.7	28.7	22.8	18.6
18	1.66	3.78	7.05	13.1	18.9	24.5	35.3	45.8	56.0	57.4	57.4	57.4	48.1	41.1	35.6	31.2	24.8	20.3
19	1.75	4.00	7.47	13.9	20.1	26.0	37.5	48.5	59.3	61.7	61.7	61.7	52.2	44.5	38.6	33.9	26.9	22.0

Figura 78. Capacidad de transmisión de potencia para cadena de rodillos

Fuente: (ORIENTAL CHAIN MFG.CO;LTD, 2013)

La cadena seleccionada es una cadena de rodillos estandar ANSI 80 y la referencia comercial para este fabricante es OCM80.

Para las condiciones de operación la cadena seleccionada debe ser lubricada de manera manual con aceitera o brocha, o por goteo (ORIENTAL CHAIN MFG.CO;LTD, 2013).

Selección de los piñones

Piñón conductor

De la figura 82 se obtiene el número de dientes del piñón conductor que para este caso es de 15 dientes y debe ser del mismo paso de la cadena. Para su selección se acude a un catálogo de piñones de la marca INTERMEC para un paso de una pulgada y 15 dientes

**PIÑONES
1" (80)**

**TABLA DE DIMENSIONES
DE LOS PIÑONES INTERMEC PASO 1" (25.40 mm)
para Cadena ANSI No. 80 Tipo B Sencillos, Dobles y Triples**

Ref.	D	SENCILLOS			Ref.	DOBLES			Ref.	TRIPLES		
		Dm	L	d		Dm	L	d		Dm	L	d
80B9 R	85,1	57	41	25,40	80-2B9 R	57	70	25,40	80-3B9	57	92	25,40
80B10 R	93,5	65	41	25,40	80-2B10 R	65	70	25,40	80-3B10	65	92	25,40
80B11 R	101,6	72	41	25,40	80-2B11 R	66	70	25,40	80-3B11	66	92	25,40
80B12 R	110,0	80	41	25,40	80-2B12	72	63	25,40	80-3B12	72	92	25,40
80B13	118,4	76	38	25,40	80-2B13	80	63	25,40	80-3B13	80	92	25,40
80B14	126,5	82	38	25,40	80-2B14	88	63	25,40	80-3B14	88	92	25,40
80B15	134,6	97	38	25,40	80-2B15	96	63	25,40	80-3B15	96	92	25,40
80B16	143,0	102	38	25,40	80-2B16	102	70	25,40	80-3B16	102	98	25,40
80B17	151,1	102	38	25,40	80-2B17	112	70	25,40	80-3B17	112	98	25,40
80B18	159,3	108	38	25,40	80-2B18	120	70	25,40	80-3B18	120	98	25,40

Figura 79. Piñón seleccionado

Fuente: (INTERMEC, 2013)

La referencia del piñón conductor es 80B15 y está fabricado en acero de aleación (Carbono, Manganeso, Silicio y otros elementos aleantes) (INTERMEC, 2013)

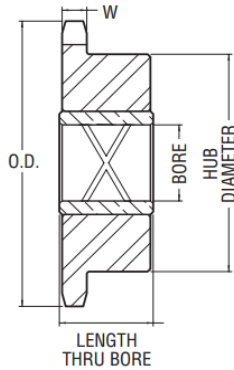
El diámetro exterior D de este piñón es 134,6 mm.

Piñón conducido

El piñón conducido se ubicará en la parte inferior de la estructura y girará en un sentido u otro dependiendo de si tubería de perforación está siendo introducida al suelo o extraída de este, empuje o elevación respectivamente.

Este tipo de piñón se conoce comúnmente como “piñón loco”. Tiene un buje de bronce que debe ser lubricado constantemente por lo que no es necesario montarlo sobre rodamientos adicionales e igual que el piñón conductor, tendrá 15 dientes y el mismo paso que la cadena seleccionada. Su referencia es 80BR15 1 1/8. Ver figura 84.

Bronze Bearing Idler Sprocket



No. Teeth	Catalog Number	Bearing Type	Chain Size	O.D	Stock Bore	Length Thru Bore	W	Hub Diameter	Wt. Lbs.
5	35BR15 1/2	Bronze	35	1.99	.5"	0.94	0.168	1.35	0.30
21	35BR21 .875	Bronze	35	2.71	.875"	1.06	0.168	2.00	0.75
13	41BR13 1/2	Bronze	41	2.33	.5"	0.94	0.227	1.56	0.50
19	41BR19 .875	Bronze	41	3.29	.875"	1.06	0.227	2.50	1.00
13	40BR13 1/2	Bronze	40	2.33	.5"	0.94	0.284	1.56	0.50
19	40BR19 .875	Bronze	40	3.29	.875"	1.06	0.284	2.50	1.25
13	50BR13 1/2	Bronze	50	2.91	.5"	0.94	0.343	1.87	0.90
17	50BR17 .875	Bronze	50	3.72	.875"	1.06	0.343	2.62	1.50
15	60BR15 .875	Bronze	60	3.98	.875"	1.06	0.459	2.62	1.75
17	60BR17 1 1/8	Bronze	60	4.46	1.125"	1.56	0.459	3.25	2.75
15	80BR15 1 1/8	Bronze	80	5.30	1.125"	1.56	0.575	3.50	4.25

.875" & 1.125" bore have double loop grease groove.

Figura 80. Piñón conducido seleccionado

Fuente: (Martin, 2014)

La longitud aproximada de la cadena L , en pasos $\frac{L}{p}$, se determina por medio de la ecuación 44

$$\frac{L}{p} = \frac{2(2500 \text{ mm})}{25,4 \text{ mm}} + \frac{(15 + 15)}{2} + \frac{(13 - 13)^2}{4\pi^2 (2500 \text{ mm}/25,4 \text{ mm})}$$

$$L = 5381 \text{ mm}$$

A esta longitud se le debe restar la medida de la estructura móvil de 600 mm, pues como se explicó anteriormente esta funciona como un eslabón más de la cadena.

Las cadenas se suministran en longitudes de 3 metros por lo que se deben comprar dos cadenas y unir las para obtener el largo requerido. La unión simple de "pinar". Ver figura 85; se recomienda para los pasos de 1 pulgada en adelante y será adecuada para su utilización en este proyecto.

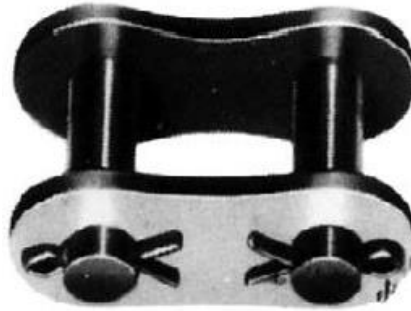


Figura 81. Unión simple de “pinar”

Fuente: (INTERMEC, 2013)

Elemento de fijación de la cadena a la estructura móvil

La cadena del mecanismo de empuje y elevación del equipo perforador debe ser fijada en la estructura móvil de tal forma que los dos extremos de la cadena queden sujeto en dos puntos de dicha estructura provocando su deslizamiento debido fuerza de tensión en la cadena.

Tal como lo muestra la figura 86. Se fijará un extremo de la cadena a la placa donde se ubicará el motor encargado de aportar la rotación para la perforación, por medio de una pieza soldada a ella y que es especialmente dimensionada para que cadena pueda ser sujeta por medio de un pasador.

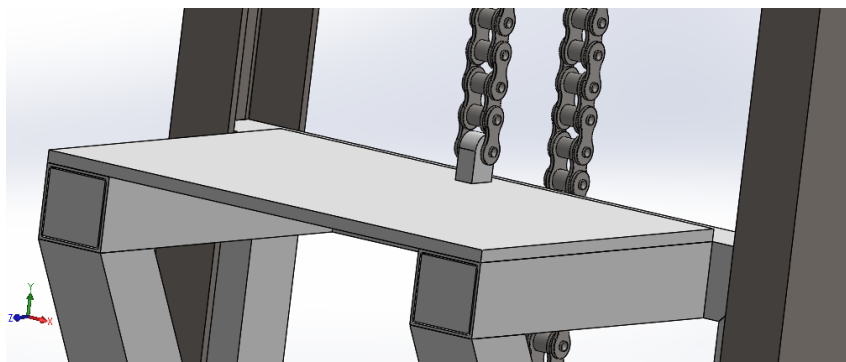


Figura 82. Unión de la cadena a la parte superior de la estructura móvil

Fuente: (Autores 2017). Imagen obtenida de SolidWorks 2016

La figura 87 muestra el método usado para unir el otro extremo de la cadena a la estructura móvil y tensarla.

El mecanismo consta de un perno roscado M20x2.5x120 sin cabeza, ver figura 88, al que se le perforará un orificio transversal igual al diámetro del pin de la cadena con el fin de unirla al perno que a su vez traspasará a una pieza soldada al perfil cuadrado inferior de la estructura móvil y se sujetará empleando dos tuercas: una de bloqueo y otra de ajuste. Este sistema permite tensar la cadena cuando sea necesario. Los fabricantes de equipos de perforación comerciales con un mecanismo similar recomiendan que la cadena sea tensada a cada 4 horas de funcionamiento del equipo (LITTLE BEAVER, 2012).

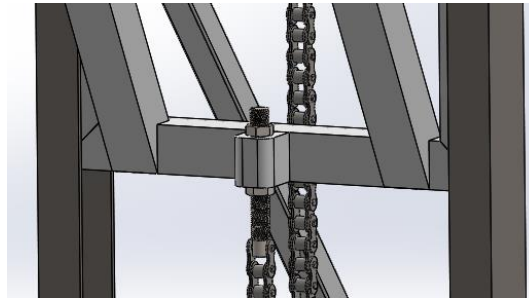


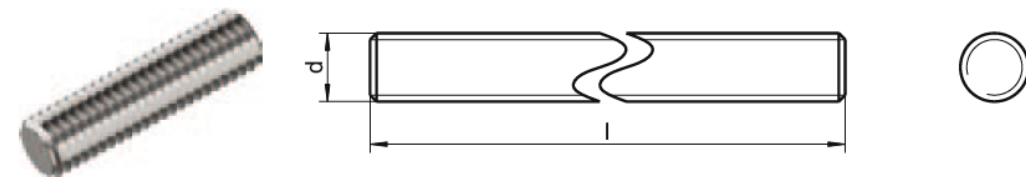
Figura 83. Unión de la cadena a la parte inferior de la estructura móvil

Fuente: (Autores 2017). Imagen obtenida de SolidWorks 2016

DIN 976 B - Página 2

Perno roscado

Forma B



Long. / Ø	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
150	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
160	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
170		▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
180		▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●

Figura 84. Perno roscado sin cabeza

Fuente: (WASI , 2011)

3.1.13 MORDAZAS

Las dimensiones de las mordazas se diseñaron teniendo en cuenta las medidas de la tubería AW y de su acople mostrado en la figura 86.

Véase en la figura 83. El diseño de las mordazas y su respectivo soporte de la placa, cuyas dimensiones se especificarán en los planos (Anexo B)

Las mordazas son las encargadas de soportar el peso de las tuberías de perforación a medida que se va realizando la perforación y se van instalando cada tramo de tubería AW de 1,5 metros, hasta alcanzar la profundidad del acuífero a explotar, tal profundidad será de 100 metros como máximo, como se había dicho anteriormente.

Para el diseño de las mordazas se realizó una consulta de los diferentes tipos de mordazas utilizadas por los actuales equipos de perforación del mercado, donde se encontró una gran variedad de diseños y se seleccionó el diseño más acorde para el actual equipo de perforación. Tal como se muestra en la figura 92.

A continuación, se muestran las simulaciones realizadas en el software SolidWorks 2016 de las mordazas apoyadas sobre la placa base, soportando una carga de 14130 N que representa todo el peso de las tuberías y el lodo impregnado en ellas. Véase en las figuras 89, 90 y 91 las simulaciones del esfuerzo Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad de las mordazas.

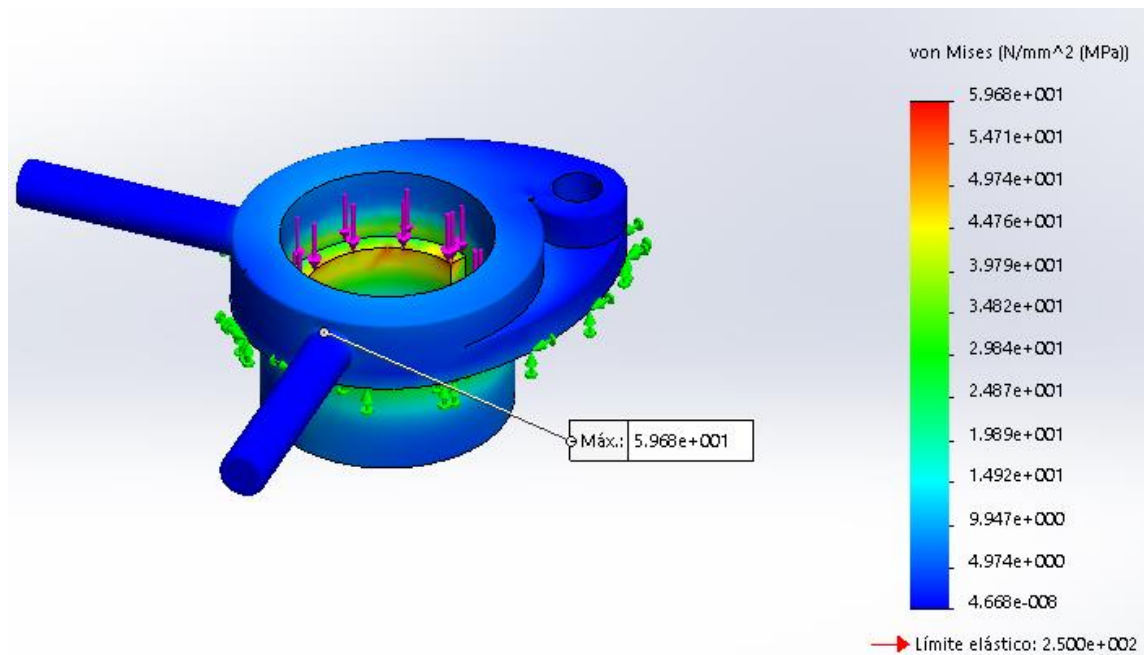


Figura 85. Simulación esfuerzo de Von Mises de las mordazas.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

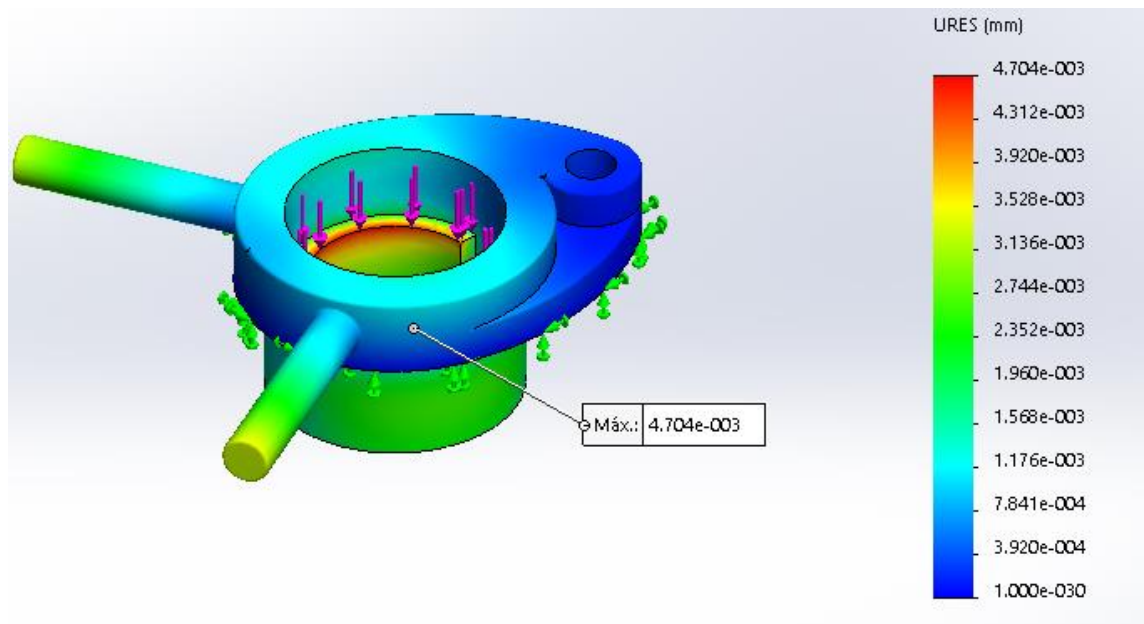


Figura 86. Simulación desplazamiento de las mordazas.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

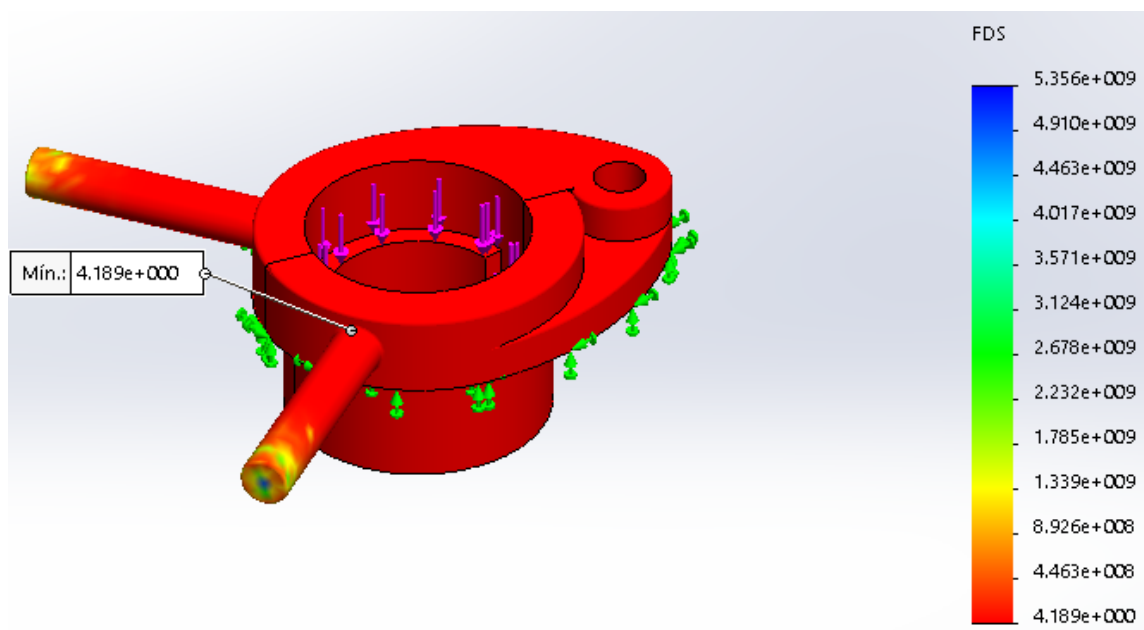


Figura 87. Simulación Factor de seguridad de las mordazas.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks

A continuación, en la tabla 17. Se resumen los resultados de la simulación de las mordazas apoyadas sobre la placa base y soportando una carga de 14130 N.

Tabla 15. Resultado de la simulación de las mordazas.

VARIABLE CALCULADA	ACERO ASTM A36	
	MÍNIMO	MÁXIMO
Tensión de Von Mises	4,66 MPa	59,68 MPa
Desplazamiento	1 μm	4,7 μm
Factor de seguridad	4,18	$5,35 \times 10^9$

Fuente: Autores, (2017)

De la tabla 17 se puede observar que prácticamente toda la mordaza está en un nivel mínimo de tensiones, La tensión máxima de Von Mises tiene un valor máximo de 59,68 MPa muy lejos del límite elástico del material de $S_y = 250 \text{ MPa}$, lo cual quiere decir que el material no fallara según el criterio de la energía de distorsión. Además, se tiene un factor de seguridad alto de 4,18 lo que proporciona confiabilidad en el diseño de las mordazas y el desplazamiento máximo es de 4,7 μm . Esto es inapreciable y consolida un buen diseño resistivo de las mordazas.

3.1.14 TUBERÍAS DE PERFORACIÓN

Las tuberías de perforación, conocidos como barras de perforación o varillaje, son columnas de tubos de acero de diferentes diámetros y longitudes provistos con roscas especiales. La tubería seleccionada para el actual equipo de perforación es la tubería AW cuyas dimensiones están estandarizadas por la Asociación de Fabricantes de Brocas de

Diamante para Perforacion (DCDMA) de los Estados Unidos y se describen en la figura 12.

Estas tuberías vienen comercialmente con rosca interna en ambos extremos y se conectan unas con otras por medio de un acople. La rosca de estas tuberías es una rosca cuadrada de 3 hilos por pulgada. Para el actual equipo de perforación estas tuberías llevarán soldadas dos pequeñas lengüetas de bloqueo, con el fin de que las mordazas además de soportar el peso de las tuberías, funcionen para liberar cada tramo de tubería cuando el motor gire en sentido contrario a las manecillas del reloj. Véase figura 92

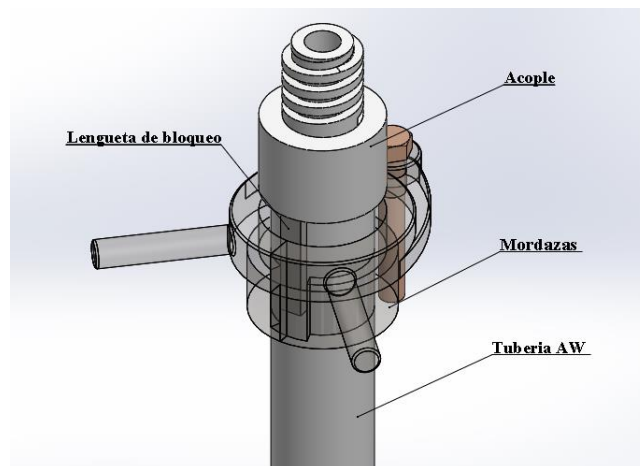


Figura 88. Tubería de perforación AW con acople y lengüetas de bloqueo.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks 2016.

Polietileno de Ultra Alto Peso Molecular (UHMW-PE)

Con el fin de minimizar el desgaste entre la parte móvil y la parte fija de la estructura, se utilizará un polímero resistente al desgaste entre ambas partes. El polímero seleccionado será el polietileno de ultra alto peso molecular. El cual es un termoplástico semicristalino

que debido a sus buenas propiedades de deslizamiento, es el plástico mas utilizado para la construcción de piezas que esten sometidas a roce mecánico

Entre sus características mas relevantes se tienen su rango de temperatura de trabajo de (-100°C a 80°C), tiene buena resistencia al impacto incluso a bajas temperaturas, resistencia a la abrasión, muy baja absorción de agua, liviano e inerte.

Se utilizará una lámina de 5 mm de espesor de UHMW-PE alrededor de la parte móvil. véase figura 93. Y se instalará mecánicamente, ya sea por remaches u otro método de fijación debido a que no existen adhesivos que se le peguen. (METALPLASTICS S.A.S, 2005)

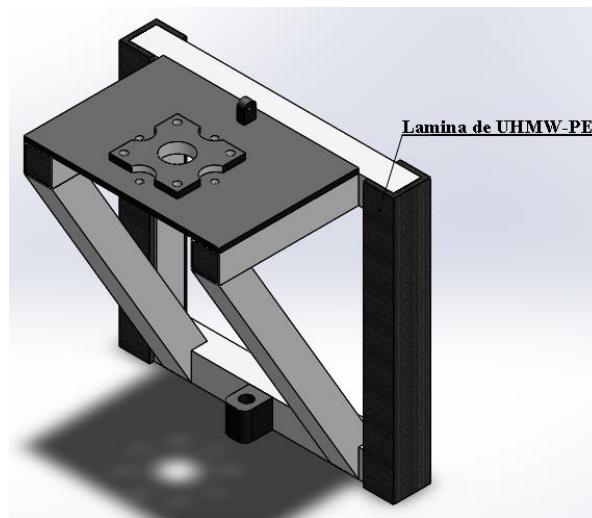


Figura 89. Lámina de UHMW-PE adherida a la parte móvil.

Fuente: Autores, (2017). Imagen obtenida de SolidWorks 2016.

3.1.15 BOMBA DE LODOS

Tanto las bombas de desplazamiento positivo, como las bombas centrífugas pueden ser utilizadas para el transporte de lodos. La bomba de lodo es la encargada de recircular el fluido de perforación, que es una suspensión de arcilla en agua, con aditivos necesarios para cumplir con las siguientes funciones:

- Extraer el detritus de la perforación
- Refrigerar la herramienta de corte
- Sostener las paredes de perforación

Cualesquiera de los sistemas de perforación mencionados anteriormente solo pueden ser eficaces si los esfuerzos mecánicos generados se aplican sobre un fondo de barreno limpio y libre de detritus, pues de otro modo, se estaría desperdiciando energía triturando fragmentos que ya han sido previamente arrancados.

VELOCIDAD Y CAUDAL DEL FLUIDO DE BARRIDO DE PARTÍCULAS

Para que la perforación resulte eficaz, es necesario que el fondo del barreno se mantenga constantemente limpio evacuando el detritus, si esto no se realiza se consumirá una gran cantidad de energía, pérdida de rendimientos, riesgo de atasco, haciendo ineficiente el proceso de perforación.

El barrido de partículas se realiza inyectando a presión un fluido (aire, agua o espuma) hacia el fondo a través de un orificio central del varillaje hasta llegar a la herramienta de perforación (tricono o útiles de corte).

la velocidad y caudal del fluido de barrido de partículas, este fluido (agua) cumplirá con las funciones de refrigeración y lubricación de la herramienta de perforación, evitar el colmatado del barreno, remoción o barrido del detritus desde el fondo del tiro, extracción del detritus hacia afuera.

El barrido y extracción del detritus de perforación se realiza a expensas de la energía cinética del fluido que circula por el espacio anular comprendido entre las barras y las paredes del pozo. Por lo tanto, la eficiencia del proceso depende de la velocidad del fluido (V) en este espacio anular y del caudal (Q) que circula por el sistema

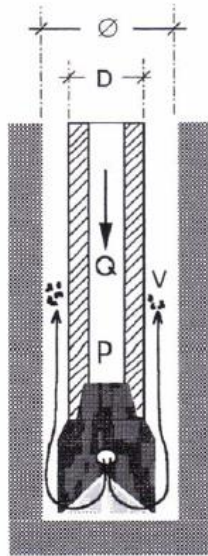


Figura 90. Sistema de barrido y extracción del detritus.

Fuente: (Bernola Alonso , Castilla Gomez, & Herrera Herbert, 2013)

Velocidad del fluido

La velocidad ascensional mínima para la extracción del detritus es función de la densidad de la roca y del tamaño promedio de las partículas. A diferencia de la impulsión de agua o aceite que se pueden operar a cualquier velocidad el lodo requiere una velocidad mínima que asegure turbulencia en el lodo y que esta turbulencia impida la deposición de partículas en el fondo de la tubería.

Las velocidades ascensionales recomendadas, en función del tipo de fluido de barrido se pueden observar en la tabla 18.

Tabla 16 Velocidades de circulación en función del tipo de fluido de barrido.

Velocidad de circulación en función del tipo de fluido de barrido	
Fluido de barrido	Velocidad de circulación
Aire	900-1800 m/min
Agua	45-60 m/min

Lodo	30-45 m/min
Espuma	10-20 m/min

Fuente: (Bernola Alonso , Castilla Gomez, & Herrera Herbert, 2013)

Caudal del fluido

El caudal de agua de barrido de partículas Q se calcula a partir de la fórmula básica que lo relaciona con la sección del ducto de circulación y con la velocidad de flujo.

$$Q = \left[\frac{\pi(\varphi^2 - D^2)}{4 \times 10^6} \right] \times V \quad \left[\frac{m^3}{min} \right]$$

$$Q = \left[\frac{\pi(101,6^2 - 44,45^2)}{4 \times 10^6} \right] \times 45$$

$$Q = 0,2950 \frac{m^3}{min}$$

$$Q = 295 \frac{L}{min}$$

$$Q = 77,94 \text{ GPM}$$

Por lo tanto, para perforar un agujero de 4 pulgadas de diámetro se debe seleccionar una bomba de lodos que suministre un caudal de 77,94 *GPM* como mínimo.

Teniendo en cuenta las recomendaciones de fabricantes de equipos de perforación y los cálculos realizados, se seleccionó una bomba de lodos de 13 HP HONDA GORMAN RUPP con un motor de gasolina Honda de 13 HP que acciona la bomba de lodos para suministrar un flujo máximo de 200 GPM. Tiene un diámetro de succión y descarga de 2 pulgadas. Y produce una cabeza máxima de 190 pies. Véase figura 95.



Figura 91. Bomba de lodos 13 HP HONDA GORMAN RUPP

Fuente: LoneStarDrills, (2009)

Una bomba de lodos con capacidad de caudal suficiente no garantiza por si solo la circulación del caudal deseado, si no que deberá suministrarse además la presión necesaria para vencer las resistencias del circuito.

3.1.16 BROCAS DE PERFORACIÓN

Dependiendo del tipo de útil que se emplee, existen dos variantes distintas de perforación rotativa:

- La perforación rotativa por corte con trialetas, boca de tenedor, bilabiales, etc.
- La perforación rotativa con tricono

Existe además una tercera variante, que es la perforación con corona de diamante que suele añadir la abrasión a las acciones de compresión y cizalladura mencionadas anteriormente, este sistema es el que generalmente se emplea para los sondeos con extracción de testigo.

La principal limitación de la perforación rotativa por corte radica en el fuerte incremento que experimenta tanto el par de giro como el desgaste del útil a medida que aumenta el

diámetro de perforación o la dureza de la roca. Este sistema sirve por lo tanto para rocas blandas que puedan perforarse con empujes inferiores a las 2500 libras por pulgada de diámetro (500 N/mm aproximadamente) y cuyo contenido en sílice no supere el 8%. (Bernola Alonso , Castilla Gomez, & Herrera Herbert, 2013).

La perforación rotativa con tricono se aplica principalmente en rocas de dureza mediana a altas y para diámetro grandes, alrededor de 6 pulgadas o mayores. Esta limitante se debe a que los triconos llevan instalados unos rodamientos que deben de resistir la fuerza de empuje necesaria para perforar las rocas y para diámetros inferiores a 6 pulgadas no hay espacio suficiente para instalar rodamientos capaces de resistir las grandes fuerzas de empuje.

Para el presente equipo de perforación se seleccionará un útil de corte de bocas trialetas o múltiples debido a que son las recomendadas para rocas blandas y diámetros de perforación de 4" (101.4 mm). Cabe recalcar que útil de perforación puede ser también un barreno helicoidal si la profundidad del agujero deseado no es muy grande.

Por lo tanto, se selecciona un útil de corte de bocas trialetas con las siguientes especificaciones:

- Diámetro de 4 3/8" (112 mm)
- Insertos de carburo de wolframio WC8 (Carburo de wolframio 92%, cobalto 8%)
- Espesor de aletas de 16 mm
- Rosca cilíndrica G 1 ½
- Adaptador

En las figuras 96 y 97 se muestra el útil de corte seleccionado y su adaptador respectivamente.



Figura 92. Boca de perforación de 3 aletas

Fuente: Burovik.biz, (2016)



Figura 93. Adaptador para la boca de perforación de 3 aletas.

Fuente: Burovik.biz, (2016)

4. CONCLUSIONES

- Se identificaron y especificaron las variables principales que intervienen en el ámbito de perforación de suelos lo que permitió la realización del diseño de un equipo con especificaciones técnicas de funcionamiento acordes a las propiedades de suelos arcillosos, con grava y mixtos.
- El diseño del equipo permite su ensamble y desensamble favoreciendo a que pueda ser transportado a zonas remotas donde las máquinas perforadoras de gran capacidad no pueden acceder debido a que se ven limitados, por los medios de transporte de carga disponibles en esas zonas, y que no son los apropiados ni suficientes para su movilización.
- Se necesita mayor potencia cuando se extraen los 100 metros de tubería, que cuando se está realiza la perforación por lo que la fuerza de elevación en esa condición fue uno de los valores más involucrados en los cálculos de los componentes mecánicos del equipo.
- La junta rotativa o swivel es uno de los componentes que soporta más cargas, que cumple más funciones en la actividad de perforación y que está constituido por más elementos mecánicos, lo hizo que diseño fuera extenso y minucioso para garantizar su correcto dimensionamiento.

5. RECOMENDACIONES

- Diseñar un mecanismo que permita la utilización del motor encargado de la rotación para desenroscar la tubería de perforación en sus dos extremos. Esto se requiere para la extracción de los tubos de perforación.
- Utilizar finales de carreras para evitar que la estructura móvil choque contra la estructura fija debido a la posible falla de un operario al controlar la válvula direccional.
- Diseñar la estructura fija con más partes desarmables. Aunque el diseño permite el transporte de la máquina a sitios remotos podría idearse una estructura fija y una base desarmables.
- Usar un motor de combustión interna que pueda acoplarse directamente al eje de la bomba para evitar el uso de un sistema adicional de transmisión de potencia entre la fuente primaria de potencia y la bomba hidráulica.

6. BIBLIOGRAFÍA

- aceroscol . (2017). *aceroscol*. Obtenido de Aceros aleados para temple y revenido : <http://www.aceroscol.com>
- Albarracin Aguillón, P. (9 de Abril de 2003). *Mantenimiento mundial*. Obtenido de <http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/bo2.pdf>
- Barros, T. R. (8 de Abril de 2014). *Investigación hidrogeológica y geoeléctrica para la exploración de aguas subterráneas como fuente para mejorar el acueducto de la vereda Cruz de Mayo, municipio de San Andrés de Sotavento – departamento de Córdoba*. Recuperado el 22 de Febrero de 2016, de Sistema Electrónico de Contratación Pública: <https://www.contratos.gov.co/consultas/detalleProceso.do?numConstancia=15-1-140258>
- Bernola Alonso , J., Castilla Gomez, J., & Herrera Herbert, J. (2013). *Perforación y voladura de rocas en minería* . Madrid.
- Bilbao, M., & Málaga, A. (3 de 4 de 2014). *Lubrication management* . Obtenido de http://lubrication-management.com/wp-content/uploads/sites/3/2014/07/Contaje_de_part%C3%ADculas_ES.pdf
- Budynas , R., & Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (9 ed.). Nwe York: McGRAW-HILL.
- Budynas , R. G., & J., K. N. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México, D.F.: McGraw Hill.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de shigley*. Mexico, D. F.: Mc Graw Hill.
- CODIACERO ACERO Y SERVICIO . (12 de Noviembre de 2008). Obtenido de http://www.codiacero.com/catalogos/productos_industriacomercio_tuberia.pdf
- CONSORCIO METALÚRGICO NACIONAL LTDA. (7 de 4 de 2013). *Colmena acero en evolución* . Obtenido de Perfil estructural tubular : http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf
- Consultores., P. d. (2009). *DIAGNOSTICO CONSOLIDADO DE LOS SERVICIOS PUBLICOS DE AGUA POTABLE Y SANEAMIENTO BASICO EN EL DEPARTAMENTO DE CORDOBA* .
- Dando Drilling. (13 de Septiembre de 2015). *Dando Drilling, Latin América*. Recuperado el 24 de Febrero de 2016, de Multitec 4000: <http://www.dandolatinamerica.com/multitec-4000>
- Dando Drilling. (s.f.). *Dando Drilling, Latin America*. Recuperado el 2 de Marzo de 2016, de Dando Terrier. Trabajo de campo en Colombia: <http://www.dandolatinamerica.com/2014/dando-terrier-trabajo-de-campo-en-colombia>

- Donado, Buitrago, Vargas, & Granados. (2002). *Modelo hidrogeológico conceptual de la zona de recarga del acuífero de Morroa*.
- Dunlop. (10 de Mayo de 2012). Obtenido de CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL: http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf
- ESCUELA UNIVERSITARIA POLITÉCNICA. (2007). *Sistemas neumáticos y oleohidráulicos*. Obtenido de Oleohidráulica .
- Freitag, R. (1991). Motores hidráulicos. En H. Exner, R. Freitag, H. Geis, R. Lang, & J. Oppolzer, *Fundamentos y componentes de la oleohidráulica*. Mannesmann Rexroth AG.
- Gere, J. M., & Goodno, B. J. (2009). *Mecánica de materiales* .
- Gobernación de Córdoba . (2012). *Geografía de Córdoba*. Recuperado el 10 de 03 de 2016, de Recursos naturales: <http://www.cordoba.gov.co/cordoba/geografia.html>
- Gobernación de Córdoba. (15 de Febrero de 2016). *Gobernación de Córdoba Unida y Emprendedora*. Recuperado el 2 de Marzo de 2016, de Geografía de Córdoba.: <http://www.cordoba.gov.co/cordoba/geografia.html>
- Gobierno de Canarias. (2012). *Manual técnico para la ejecución de pozos*.
- Herrera Herbert, J., & Castilla Gómez, J. (2012). *Bases tecnológicas de las actividades de sondeos*. Madrid.
- Honda . (4 de Abril de 2013). *Honda Engines*. Obtenido de GX660 Horizontal shaft gasoline (petrol) engine: http://www.honda-engines-eu.com/documents/10912/16016/32_TS_GX660_2013.pdf
- INGEOMINAS . (Diciembre de 2004). *Programa de exploración de aguas subterráneas* . Recuperado el 20 de Febrero de 2016, de Servicio Geológico Colombiano : <http://www2.sgc.gov.co/getattachment/92fd1dc3-e4a6-4450-96b5-b19abf276144/Programa-exploracion-aguas-subterraneeas.aspx>
- Instituto tecnológico GeoMinero de España. (1994). *Manual de perforación y voladura de rocas* (segunda ed.). Madrid. Recuperado el 25 de 02 de 2016, de <https://books.google.com.co/books?id=TrwIMcDiuQUC&printsec=frontcover&dq=manual+de+perforaci%C3%B3n+y+voladura+de+rocas&hl=es-419&sa=X&ved=0ahUKEwjg7umj1bbLAhUF5iYKH2hDrkQ6AEIGjAA#v=onepage&q=manual%20de%20perforaci%C3%B3n%20y%20voladura%20de%20rocas&f=f>
- Intermec . (7 de Agosto de 2013). *Poleas en "V", transmisión de potencia*. Obtenido de Intermec Productos mecánicos de transmisión de potencia: <http://lab.transmitec.com/wp-content/uploads/2014/06/manua-poleas-en-v-intermec.pdf>
- Intermec. (26 de 11 de 2009). *TRANSMITEC S.A.S*. Obtenido de <http://lab.transmitec.com/wp-content/uploads/2014/05/Tensores-Universales-Intermec.pdf>

- INTERMEC. (2013). *Intermec productos mecánicos para transmisión de potencia*. Obtenido de https://www.dropbox.com/s/1yovznjhvso66ki/manual_pinones_intermec.pdf?dl=0
- Kalpajian, S., & Schmid, R. S. (2008). *Manufactura, ingeniería y tecnología*. México DF: Pearson Education Inc .
- LITTLE BEAVER. (2 de Abril de 2012). *Lone Star Drills*. Obtenido de http://lonestardrills.com/wp-content/uploads/2016/01/Operators_Isopr_LSTA1.pdf
- Martin. (11 de 2014). <http://www.martinsprocket.com/home>. Obtenido de <http://www.martinsprocket.com/docs/default-source/catalog-sprockets/idler-sprockets.pdf?sfvrsn=16>
- Martínez, L. F. (15 de Mayo de 2014). *Construcción de pozo profundo para abastecimiento de agua en la vereda Tinajones, corregimiento de Villanueva, zona rural del municipio de Valencia, departamento de Córdoba*. Recuperado el 22 de Febrero de 2016, de Sistema Electrónico de Contratación Pública.: <https://www.contratos.gov.co/consultas/detalleProceso.do?numConstancia=14-13-2625457>
- MAVDT. (2003). *ITACA*. Obtenido de Agua: <http://www.itacanet.org/esp/agua/Seccion%203%20Bombeo/Perforaci%C3%B3n%20manual%20de%20pozos%20profundos%20de%20peque%C3%B1o%20diametro.pdf>
- METALPLASTICS S.A.S. (2005). *PLASTICOS DE INGENIERIA EMPACK*. Obtenido de Polietileno de ultra alto peso molecular: <http://www.metalplasticsas.com/PlasticosIngenieriaEmpack.html>
- Mott, R. L. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS* .
- Municipio de Sutatenza. (24 de Junio de 2015). *Contrato de obra pública*. . Recuperado el 20 de Febrero de 2016, de Sistema Electrónico de Contratación Pública. : <https://www.contratos.gov.co/consultas/detalleProceso.do?numConstancia=15-1-140049>
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (4 ed.). Mexico: Pearson Educación.
- ORIENTAL CHAIN MFG.CO;LTD. (2013). *OCM ORIENTAL CHAIN MFG.CO;LTD*. Obtenido de http://www.ocm.co.jp/en/_src/sc2199/20130903generalcatalog.pdf
- Peterson. (1974). *Stress Concentration Factors*. Nueva York.
- SENA. (2016). *MONTAJE DE RODAMIENTOS DE EJES* . Obtenido de ELEMENTOS DE MAQUINAS : <http://biblioteca.sena.edu.co/>
- TIMKEN . (2016). *SMALL BORE METRIC SEALS CATALOG* . Obtenido de <https://www.timken.com/>
- TIMKEN . (2016). *TAPARED ROLLER BEARING CATALOG*. Obtenido de <https://www.timken.com/>

- Universidad de Antioquia – Universidad Pontificia Bolivariana – Universidad de Medellín – Universidad Nacional. (2011). *LINEAMIENTOS PARA EXPLORACIÓN Y PERFORACIÓN, REALIZACIÓN DE PRUEBAS DE BOMBEO Y MANTENIMIENTO Y LIMPIEZA DE CAPTACIONES DE AGUAS SUBTERRÁNEAS*. Medellín.
- UPB, e. a. (2012). Desarrollo de integración tecnológica de recursos energéticos renovables en sistemas productivos agrícolas y agroindustriales del Departamento de Córdoba.
- USGS. (07 de 08 de 2015). *U.S Geological Survey*. Obtenido de Ciclo del agua: <http://water.usgs.gov/edu/watercyclespanish.html>
- Viejo Zubicaray, M., & Álvarez Fernandez, J. (2004). *Bombas teoría, diseño y aplicaciones*. México: LIMUSA, S.A. De C.V.
- VIKERS. (1981). *MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA MÓVIL*. Blume.
- WASI. (30 de 8 de 2011). Obtenido de http://www.wasi.de/fileadmin/user_upload/Downloadbereich/kataloge/Catalogo_normalizado_2011.pdf
- Yepes Piqueras, V. (9 de enero de 2014). *UPV*. Obtenido de Perforacion rotativa de rocas: <http://victoryepes.blogs.upv.es/2014/01/09/perforacion-rotativa-de-rocas/>

7. ANEXOS

ANEXO A. FICHA TECNICA DEL EQUIPO

	FICHA TÉCNICA DEL EQUIPO		
	EQUIPO PERFORADOR DE SUELOS HUMÍFEROS Y MIXTOS		
	AUTORES: Álvaro Uribe Jiménez & Jorge Padilla Mestra.		
UBICACIÓN	Programa de Ingeniería Mecánica – Universidad de Córdoba	FECHA	Mayo de 2017
DESCRIPCIÓN			
A través de un circuito hidráulico se transforma la energía de presión de un fluido en energía mecánica que es utilizada para realizar perforaciones de suelos con útiles de corte o barrenos acoplados a la tubería de perforación y esta a su vez conectada a un motor por medio de una junta rotatoria conocida como swivel.			
ESPECIFICACIONES GENERALES			
ANCHO: 1,7 m	ALTURA : 2,5 m	LARGO: 1,9 m	PESO: 309 kg
IMAGEN DEL EQUIPO		ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
		Suelos perforables	Arcilla, grava.
		Velocidad de rotación	0 a 100 rpm
		Torque máximo	1196 N-m
		Fuerza de empuje y elevación	10,1KN y 14,1KN
		Junta rotativa (swivel)	Alimentación transversal
		Fuente de potencia	Motor a gasolina de 21,5Hp
		Diámetro de perforación	101,6 mm (4 in)
		Profundidad de perforación máxima	100 m

ANEXO B. PLANOS

ANEXO C. COTIZACION DEL EQUIPO

EQUIPO DE PERFORACION			
Cantidad	Descripción	Valor unitario	Valor total
67	Tuberia AW longitud 1,5 m (5 ft) + acople	\$304.000	\$20.368.000
1	Útil de corte 4"	\$487.000	\$487.000
1	Motor hidráulico Eaton 6000 series 805 cm3/rev	\$3.137.304	\$3.137.304
1	Motor hidráulico Eaton 2000 series 490 cm3/rev	\$1.506.000	\$1.506.000
1	Válvula direccional RD 5200	\$509.900	\$509.900
2	Válvula reguladora de caudal	\$274.400	\$548.800
15	Mangueras hidráulicas impulsión 3/4"+ Racores	\$29.460	\$441.900
1	Mangueras hidráulicas succión 1 1/4"	\$110.350	\$110.350
1	Bomba hidráulica Eaton series 26	\$934.530	\$934.530
1	Motor de combustión interna GX 660	\$4.000.000	\$4.000.000
1	Filtro hidráulico	\$152.000	\$152.000
1	Tanque hidráulico de 40 Galones	\$583.000	\$583.000
40	Aceite hidráulico ISO 22 (46 cSt)	\$16.300	\$652.000
1	Manómetro análogo	\$54.400	\$54.400
2	Rodamientos cónicos TIMKEN 32309	\$80.000	\$160.000
1	Eje del swivel (barra de acero AISI 4140)	\$400.000	\$400.000
2	Sello R2LS32 de nitrilo (NBR) TIMKEN	\$8.000	\$16.000
2	Contratuercas M45x1.5 TIMKEN	\$25.000	\$50.000
1	Carcasa del swivel (barra de aluminio)	\$80.000	\$80.000
1	Tapas de la carcasa del swivel (aluminio)	\$40.000	\$40.000
10	Tornillos Allen rosca completa M8x1	\$1.500	\$15.000
2	PERFIL UPE 100 x 6mColumnas y vigas (parte fija y base)	\$175.000	\$350.000
3	tubería estructural cuadrad 60x60 (parte móvil)	\$45.000	\$135.000
2	Tubería estructural cuadrad 40x40 (elementos de soporte)	\$33.250	\$66.500
2	Cadena ANSI 80 OCM (L=3,05m)	\$342.515	\$685.030
1	Piñón conductor 80B15	\$78.500	\$78.500
1	Piñón de giro libre 80BR15	\$121.400	\$121.400
1	Mordaza	\$100.000	\$100.000
4	Tornillos para la unión de la parte fija y elementos soporte	\$1.000	\$4.000
2	Tornillos para la unión de la parte fija y base	\$2.000	\$4.000
1	Perno Roscado M20x2.5x120	\$2.000	\$2.000
1	Bomba de lodo Gorman Rupp 13 HP	\$5.515.000	\$5.515.000
6	Mangueras de 2" para la bomba de lodos	\$25.000	\$150.000
1	Polea PQ 3A 170	\$265.900	\$265.900
1	Polea PQ 3A 140	\$225.500	\$225.500
		TOTAL	\$41.723.514
		IVA (19%)	\$7.927.468
		TOTAL	\$49.650.982
	Diseño, ingenieros y construcción (35%)	TOTAL	\$67.028.825

ANEXO D. MANUAL DE MANTENIMIENTO

- No exceder las presiones máximas de operación de cada componente.
- Verificar que el aceite hidráulico no esté excesivamente contaminado lo que provocaría desgaste en las partes internas de los elementos del circuito hidráulico.
- Siempre deberá usarse aceite hidráulico con viscosidad mínima de 22 cst, medida a 40°C, y este se deberá cambiar regularmente de acuerdo a las recomendaciones del fabricante del mismo.
- Verificar el nivel de aceite en el tanque.
- Verificar que no haya mangueras dobladas o tapadas.
- Compruebe que las conexiones de las mangueras estén bien hechas y apretadas para evitar fugas de aceite.
- En cuanto a la estructura, se debe evitar su corrosión ya que una picadura de las columnas o vigas puede ocasionar fallas prematuras en la estructura fija o móvil del equipo de perforación.
- Mantener la válvula de alivio en óptimas condiciones y regularla a 2000 PSI con el objetivo de evitar sobrepresiones en el sistema.
- Se deberá tener especial cuidado al momento de accionar las válvulas direccionales para evitar cualquier choque entre las estructuras fija y móvil.
- Cada vez que se vaya a utilizar el equipo de perforación revise previamente todas las partes móviles para comprobar que se encuentren en condiciones de operación apropiadas.
- Se debe comprobar que los sellos del swivel funcionen apropiadamente al igual que las demás partes auxiliares de este componente.

ANEXO E. MANUAL DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO

- Primeramente, se debe unir la estructura fija a la base usando los pernos seleccionados para este fin y los elementos de soporte. Asegurándose de que las columnas queden en posición totalmente vertical.
- Monte el motor encargado del sistema de empuje y elevación que estará situado en la parte superior de la estructura fija.
- Fije la placa en la estructura móvil y luego monte en ella el motor encargado de la rotación y el swivel.
- Pase la cadena por los dos piñones y sujétela a la estructura móvil.
- Conecte las mangueras de la unidad hidráulica a los motores.
- Conecte las mangueras de la bomba de lodo al swivel. Antes de poner en marcha la bomba de lodo, coloque la válvula direccional en la posición de paso, empiece llenando los pozos con agua y cebando la bomba de lodo, arranque la bomba hidráulica accionando el motor de combustión interna y deje que funcione hasta que el fluido circule por el circuito hidráulico.
- Acople el útil de corte a la tubería de perforación.
- Conecte la tubería de perforación al swivel usando el acople y baje el cabezal de accionamiento giratorio por medio del sistema de empuje y elevación hasta que la broca contacte con el suelo. El primer tramo de tubería será introducido sin usar las mordazas y se debe sujetar fuertemente para desenroscarlo del motor.
- En ese momento se puede montar la placa encargada de alojar las mordazas y se continúa la perforación usando las mordazas para sujetar la tubería e ir anexando más tramos de esta hasta alcanzar la longitud de perforación.

- Cuando se haya alcanzado la perforación deseada se debe conectar al swivel un tramo de tubería de 0,3 m para poder extraer los demás tubos de 1,5 metros con la ayuda de las mordazas y haciendo girar el motor de la rotación en sentido contrario al de la perforación.
- Terminada la perforación se puede desarmar el equipo para ser transportado donde se requiera hacerlo.